



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZVÝŠENÍ ÚČINNOSTI SPALOVACÍHO MOTORU PRO
MALÉ AUTONOMNÍ PROSTŘEDKY**

INCREASING THE EFFICIENCY OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR SMALL AUTONOMOUS
VEHICLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Celý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2020

Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Martin Celý**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Svída, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zvýšení účinnosti spalovacího motoru pro malé autonomní prostředky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

I při narůstajícím počtu použití elektromotorů pro malé autonomní prostředky jsou stále jejich největší nevýhodou baterie. Je tedy konstrukční výzvou navrhnout malý a lehký spalovací motor, při jehož konstrukci by se využily moderní konstrukční přístupy se snahou maximalizovat jeho celkovou účinnost.

Cíle diplomové práce:

Popsat konstrukce spalovacích motorů vhodných a používaných pro malé autonomní prostředky. Pro vybraný sériový spalovací motor o objemu 10 ccm sestavit termodynamický model, jeho analýzou stanovit oblasti pro možné zvýšení jeho celkové účinnosti a navrhnout konkrétní konstrukční úpravy a vylepšení.

Seznam doporučené literatury:

STONE, R. Introduction to internal combustion engines. 4th edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. ISBN 978-0-230-57663-6.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-8-01-05015-6.

SKOTSKY, Alexander. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá analýzou různých možností zvýšení účinnosti malého spalovacího motoru potenciálně použitelného pro nasazení v oblasti autonomních prostředků menších rozměrů. Obsahuje nástin problematiky moderních menších autonomních prostředků a rozbor dostupných pohonů pro ně určených, zejména pak rozbor pohonu spalovacími motory. Ve své další části práce podává informace o vytvořeném matematickém modelu demonstračního spalovacího motoru v programu GT-Power a analýzu míst, kde a jakými způsoby lze zvyšovat jeho efektivitu. Konstrukční návrh dvou takových součástí nabízí společně se zhodnocením dosažených výsledků závěr této práce.

KLÍČOVÁ SLOVA

autonomní prostředek, dron, spalovací motor, hlava válce, plnicí dmychadlo, GT-Power

ABSTRACT

The work deals with the analysis of various possibilities of increasing the efficiency of a small internal combustion engine potentially usable for use in the field of autonomous devices of smaller dimensions. It contains an outline of the problems of modern smaller autonomous means and an analysis of available drives designed for them, especially an analysis of propulsion by internal combustion engines. In his next part of the work he provides information about the created mathematical model of the demonstration internal combustion engine in the GT-Power program and an analysis of places where and in what ways its efficiency can be increased. The design of two such components together with the evaluation of the achieved results offers the conclusion of this work.

KEYWORDS

autonomous device, drone, internal combustion engine, cylinder head, supercharger, GT-Power

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CELÝ, Martin. *Zvýšení účinnosti spalovacího motoru pro malé autonomní prostředky* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132826>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce David Svída.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

Především bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za užitečné rady, trpělivost a ochotu pomoci při vypracování této práce. Dále děkuji všem mým blízkým za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	8
1 Problematika autonomních prostředků	9
1.1 Autonomní prostředky a jejich aplikace	9
1.1.1 Autonomní vozidla	9
1.1.2 Autonomní plavidla	9
1.1.3 Autonomní letecké prostředky	10
1.2 Autonomní prostředky menších rozměrů	11
1.2.1 Autonomní vrtulníky	11
1.2.2 Autonomní letadla	12
1.2.3 Autonomní n-koptéry	12
1.3 Úrovně autonomie dronů	14
2 Pohonné jednotky autonomních prostředků	15
2.1 Elektrické stejnosměrné motory	15
2.1.1 Stejnosměrné kartáčové motory	16
2.1.2 Stejnosměrné bezkartáčové motory	17
2.1.3 Akumulátory	18
2.1.4 Regulátory	20
2.2 Spalovací motory	21
2.2.1 Stručná historie nástupu modelářských spalovacích motorů	21
2.2.2 Modelářské spalovací motory	22
2.2.3 Zážehové spalovací motory s jiskřivou svíčkou	23
2.2.4 Zážehové spalovací motory se žhavicí svíčkou	23
2.2.5 Detonační spalovací motory	24
2.2.6 Čtyřdobé motory	25
2.2.7 Dvoudobé motory	26
2.2.8 Řadové, ploché a hvězdicové motory	27
2.2.9 Motory s krouživým pohybem pístu	28
2.3 Hybridní pohony	29
2.4 Reakční tepelné motory	30
3 Matematický model spalovacího motoru	32
3.1 Spalovací motor O.S. MAX FS A-62V	32
3.2 Hlavní parametry motoru	33
3.2.1 Model třecích ztrát	33
3.2.2 Geometrické rozměry motoru	34
3.3 Válcová jednotka	35

3.3.1	Model přestupu tepla ve válci.....	35
3.3.2	Model hoření paliva.....	38
3.4	Sací systém motoru.....	41
3.4.1	Sací potrubí.....	41
3.4.2	Přívod paliva.....	42
3.5	Výfukový systém motoru.....	42
3.6	Zdvihové křivky ventilů.....	42
3.7	Průtokové součinitele sacího a výfukového kanálu.....	43
3.8	Okrajové podmínky.....	47
3.9	Výsledky termodynamických simulací.....	47
4	Možnosti zvýšení účinnosti spalovacího motoru.....	48
4.1	Celková účinnost.....	48
4.2	Chemická účinnost spalování.....	48
4.3	Termická účinnost.....	49
4.4	Stupeň plnosti diagramu.....	50
4.5	Mechanická účinnost.....	50
4.6	Plnicí účinnost.....	50
4.6.1	Optimalizace sacího a výfukového potrubí.....	51
4.6.2	Optimalizace časování ventilů.....	52
4.6.3	Optimalizace hlavy válce.....	52
4.6.4	Přeplňování motoru.....	52
5	Optimalizace hlavy válce.....	53
5.1	Problematika sacích a výfukových kanálů.....	53
5.1.1	Přímý sací kanál.....	53
5.1.2	Tangenciální sací kanál.....	54
5.1.3	Výfukové kanály.....	55
5.1.4	Průtokové vlastnosti kanálu.....	55
5.1.5	Vířivé schopnosti kanálu.....	56
5.2	Analýza hlavy válce motoru FS A-62V.....	57
5.3	Úprava sacího a výfukového kanálu.....	59
5.3.1	Modifikovaná varianta č. 1.....	59
5.3.2	Modifikovaná varianta č. 2.....	60
5.3.3	Modifikovaná varianta č. 3.....	61
5.4	Příprava hlavy válce pro CFD výpočet.....	62
5.4.1	Spojení GT-Suite s CFD řešičem.....	62
5.4.2	Postup tvorby výpočtového CFD modelu.....	62

5.4.3	Příprava výpočtového CFD modelu v prostředí CONVERGE Lite.....	63
5.5	Spolupráce modulů GT-Suite a CONVERGE Lite	64
5.5.1	Implementace CFD modulu do prostředí GT-Suite	64
5.5.2	Nastavení CFD modulu CONVERGE Lite	66
5.6	CFD výpočty hlavy válce.....	68
5.6.1	Konvergentní kritérium simulace	69
5.6.2	Verifikace dosažených výsledků	69
5.6.3	Diskuze vlivu bezodporového vstupu.....	70
5.6.4	Zhodnocení dosažených výsledků	71
5.6.5	Vizualizace dosažených výsledků	73
6	Přepřínávání mechanicky poháněným dmychadlem	75
6.1	Důvod a způsoby přepřínávání	75
6.2	Výběr vhodného typu dmychadla	76
6.2.1	Zubové dmychadlo	76
6.2.2	Šroubové dmychadlo	77
6.2.3	Spirálové dmychadlo	78
6.2.4	Dmychadlo Rotrex.....	79
6.3	Teorie radiálních dmychadel	80
6.3.1	Termodynamika radiálních dmychadel	80
6.3.2	Charakteristika radiálních dmychadel	83
6.3.3	Spolupráce spalovacího motoru a plicního dmychadla	85
6.4	Návrh dmychadla	86
6.4.1	Hlavní parametry dmychadla	87
6.4.2	Návrh oběžného kola	87
6.5	Předběžný návrh pohonu dmychadla.....	93
7	Srovnání spalovacího a elektrického motoru	96
7.1	Pohon spalovacím motorem.....	96
7.2	Pohon elektrickým motorem.....	97
7.3	Dosažené výsledky	99
	Závěr.....	100
	Seznam použitých zkratk a symbolů	106

ÚVOD

Dnešní doba, v současném pojetí často chápána jako neustále se zrychlující, přináší prakticky exponenciální nárůst rozvoje technologií v nejrůznějších průmyslových odvětvích. Z televize, internetu či jiných médií jsme neustále zásobováni výrazy jako průmysl 4.0, 8K rozlišení, nanotechnologie, 3D tisk a někdy též autonomní technologie nebo dron.

Autonomní prostředek si lze velice zjednodušeně představit jako prostředek, který je schopen buď samostatně, nebo s jistou dávkou lidského přičinění pohybu z jednoho místa na druhé. V oblasti malých autonomních prostředků se začínají stávat fenoménem drony. Většina lidí si pod pojmem dron představí jakýsi létající stroj, který si někdo pořídí pro svoji zábavu při létání. Ti zběhlejší vám budou tvrdit, že dron vám poslouží pro pořizování fotodokumentace z ptačí perspektivy. Nutno poznamenat, že historie, rozvoj a aplikace dronů jsou skutečně rozmanitější.

Důvodem vzniku této diplomové práce je fakt, že úplně každý dron nebo i jiný autonomní prostředek potřebuje ke svému pohybu pohonnou jednotku. Zdaleka nejpoužívanější a velice oblíbený elektrický motor má však svá úskalí, a proto je vhodné zvážit i alternativní pohonnou jednotku, kterou představuje spalovací motor. Ten má oproti elektrickému motoru obrovský potenciál v podobě vysoké energetické hustotě uložené v palivu, což pochopitelně nabízí možnost jeho využití po delší čas provozu a s tím související i větší pole působnosti příslušného autonomního prostředku. Z tohoto důvodu je tedy na místě pokusit se věnovat úpravám vedoucím ke zvýšení efektivity spalovacího motoru.

1 PROBLEMATIKA AUTONOMNÍCH PROSTŘEDKŮ

Pojem autonomnost vyjadřuje schopnost fungovat samostatně a to po dobu potřebnou k vykonání předem stanovené činnosti. Děje se tak za účelem dosažení předem stanoveného cíle. Autonomní řídicí systém se oproti systémům fungujících podle předem definovaných algoritmů liší tím, že dokáže reagovat na podněty přicházející z okolí, které zaznamenává pomocí senzorů. Lze tedy tvrdit, že je pojem autonomnost lze chápat jako nezávislost. Pod pojmem autonomní prostředek se rozumí prostředek vybavený autonomními řídicími systémy, které umožní, že některé řídicí funkce, typicky akcelerace či brždění, jsou ovládány samotným prostředkem. Zároveň jsou schopny snímat a vyhodnocovat okamžité stavy okolního prostředí a navigovat se samostatně bez lidského přičinění ke svému cíli po celou dobu svého pohybu. Autonomní prostředky mohou i nemusí být ovládány člověkem, záleží na jejich vlastní úrovni autonomie a typu nasazení.

1.1 AUTONOMNÍ PROSTŘEDKY A JEJICH APLIKACE

Pokud budeme chtít provést rozbor autonomních prostředků, je třeba si je nejprve rozdělit. Naše konvenční doprava rozlišuje její tři základní druhy, a to dopravu pozemní, leteckou a vodní. Takovéto oficiální rozdělení autonomních prostředků z hlediska dopravně-technického prozatím neexistuje, ale logicky je lze rozdělit podle prostředí, ve kterém se daný prostředek pohybuje, na:

- autonomní vozidla
- autonomní plavidla
- autonomní letecké prostředky

1.1.1 AUTONOMNÍ VOZIDLA

V současnosti v naší společnosti působí největší rozmach vývoj autonomních vozidel. Hlavním přínosem pramenícím z nasazení autonomních vozidel do běžného provozu je zvýšení bezpečnosti kvůli odstranění možnosti selhání lidského faktoru. Další přínos tkví ve větší plynulosti dopravy, protože autonomní vozidla díky aktuálním informacím o dopravě a automatické komunikaci mezi automobily (vehicle-to-vehicle) dokáží přizpůsobit styl jízdy panujícím podmínkám v dané lokalitě. S tím souvisí snížení spotřeby paliva a tím menší dopad na životní prostředí. Další výhodou může být i úspora času. Do vývoje autonomních vozidel investují nejvíce prostředků dva američtí giganti, a to společnosti Tesla Motors a Google. Kromě autonomních automobilů je snaha nasadit do provozu autonomní nákladní vozidla do oblasti logistiky nebo také autonomní traktory. Tyto potenciální možnosti však brzdí legislativa v příslušných zemích.

1.1.2 AUTONOMNÍ PLAVIDLA

Autonomní plavidla najdou své uplatnění především jako nákladní (nebo též kontejnerové) lodě přepravující kontejnery nebo hromadné náklady buď s malou, nebo žádnou lidskou interakcí. Autonomní ponorky bez lidské posádky přinesou zase revoluci ve válčení. Mohou se totiž účastnit důležitých válečných misí s vysokou mírou rizika a tím nevystavovat nebezpečí žádného vojáka. Rovněž budou zastávat nebezpečné práce při hledání a zneškodňování min či průzkumu. Různých metod a úrovní autonomie lze dosáhnout monitorováním a dálkovým

ovládáním z nedaleké lodi s posádkou, pevninského řídicího centra nebo pomocí umělé inteligence. Autonomní lodě využívají technologie obdobně se vyskytující v autonomních vozidlech a letounech. Senzory poskytují data pomocí infračervených a vizuálních spektrálních kamer doplněných o radar, sonar, lidar, GPS (global positioning system) a AIS (automatic identification system), které jsou schopny dodávat data pro navigační použití. Další údaje, jako jsou meteorologická data a hlubinné, navigační a dopravní systémy z pevninských lokalit, pomohou plavidlu vytyčit bezpečný kurz. Data jsou zpracovávána systémy umělé inteligence na palubě samotného plavidla nebo na pevnině, a to k určení optimální trasy. Zavádění autonomních plavidel tedy opět povede ke zvýšení provozní bezpečnosti a snižování nákladů na provoz.

1.1.3 AUTONOMNÍ LETECKÉ PROSTŘEDKY

Autonomní letecké prostředky, někdy též nazývány pod zkratkou UAV (unmanned aerial vehicle) nebo slangově drony (z anglického drone), mají své kořeny zapuštěné již přes sto let. Prvním milníkem se v roce 1912 datuje vynález autopilota americkou společností Sperry Corporation. Jednalo se o gyroskop a indikátor pozice, který byl mechanicky spojený s klapkami ovládajícími směr a výšku. První bezpilotní letadla byla vyvinuta během první světové války a nasazena jako vzdušné cíle během obou světových válek. Úspěch letadel jako vzdušných cílů vedl po druhé světové válce k jejich použití pro jiné mise, konkrétně pro průzkum. Další využití našla pro sběr radioaktivních dat, objevily se i nápady použít drony jako náhradu satelitů. Budoucnost těchto dronů najde jistě uplatnění v přepravě osob. Tak například na obr. 1 je ukázán plně autonomní dron vyvinutý čínskou společností Ehang, který je schopen kamkoliv přepravit jednoho člověka po zadání cílové lokace, aniž by přepravovaný měl pilotní licenci.



Obr. 1 Dron EHANG 184 AAV [1]

1.2 AUTONOMNÍ PROSTŘEDKY MENŠÍCH ROZMĚRŮ

Technologie využívané v odvětvích vývoje autonomních prostředků se samozřejmě uplatňují i v oblastech jejich zmenšených modelů. Protože autonomní vozidla a plavidla v této velikostní třídě místo na trhu zatím nenacházejí, bude se v následujících kapitolách této diplomové práce pojednávat už jen o autonomních leteckých prostředcích.

Autonomní letecké prostředky můžeme rozdělit podle typu na:

- autonomní vrtulníky
- autonomní N-koptéry
- autonomní letadla

Podle oblasti nasazení autonomních leteckých prostředků lze tyto stroje dále rozdělit do následujících funkčních kategorií [2]:

- cíle a návnady – poskytují pozemní a vzdušné cíle simulující nepřátelské letadla nebo střely
- průzkumné – poskytující informace o bojišti
- bojové – schopné útoku ve velmi rizikových misích
- logistické – speciálně navržené pro logistické účely
- výzkumné a vývojové – používané k dalšímu vývoji UAV technologií
- civilní a komerční – speciálně navržené pro civilní nebo komerční aplikace

1.2.1 AUTONOMNÍ VRTULNÍKY

U autonomních vrtulníků vzniká vztlaková síla potřebná k letu na listech hlavního rotoru. Listy vlastně představují křídlo s vhodným profilem, které se otáčí okolo osy s určitým úhlem náběhu. Tím, jak pohonná jednotka umístěná v trupu vrtulníku pohání hlavní rotor, vzniká reakční moment působící proti směru otáčení rotoru, který je potřeba neustále korigovat. Děje se tak použitím dvou protiběžných hlavních rotorů umístěných souose nebo za sebou, jejichž reakční momenty se vzájemně vyruší (obr. 2 vpravo), nebo pomocí vyrovnávacího rotoru umístěného na ocase a s osou otáčení kolmou na rovinu hlavního rotoru (obr. 2 vlevo).



Obr. 2 Autonomní vrtulníky Malazgirt Mini VTOL a Mars Helicopter Ingenuity [3], [4]

Vyrovnávací rotor je od pohonné jednotky poháněn hřídelem či ozubeným řemenem, což znamená, že pokud se z nějakého důvodu změní výkon odebíraný vyrovnávacím rotorem, musí řídicí systém vrtulníku počítat se změnou dodávky výkonu pro hlavní rotor. Pro bližší pohled na autonomní vrtulník zde jsou jako příklad uvedeny modely Malazgirt Mini VTOL vyvinutý pro aplikace v drsných geografických podmínkách a vrtulník Mars Helicopter Ingenuity určený pro průzkum planety Mars.

1.2.2 AUTONOMNÍ LETADLA

Autonomní letadla vyvíjejí vztlakovou sílu vhodným tvarem svých křídel. Tahová síla, která je potřebná pro let směrem dopředu, vzniká u letadel poháněných spalovacím motorem či elektromotorem na listech vrtule, zatímco u letadel s proudovými motory urychlováním plynů na určitou rychlost opačným směrem. Autonomní letadla v této podkapitole reprezentují miniaturní, lehký a přenosný model EMT Aladin používaný v německé armádě pro průzkum (obr. 3 vlevo) a Pteryx UAV – letadlo navržené pro civilní použití, např. k poskytování dat pro přesné zemědělství, doručování dat pro tvorbu digitálního modelu terénu a mnoho dalšího (obr. 3 vpravo).



Obr. 3 Autonomní letadla EMT Aladin a Pteryx UAV [5], [6]

1.2.3 AUTONOMNÍ N-KOPTÉRY

Největší oblíbenosti se dnes těší právě N-koptéry (dále již drony). Ty se nepoužívají pouze ve vojenském průmyslu, jak by si mnoho lidí myslelo, ale naopak neustále rostou možnosti jejich využití v komerční sféře pro nejrůznější technické aplikace, inspekce, mapování a letecké monitoringy. Internetový obchod Amazon využívá drony pro doručování balíků, rovněž se uvažuje o použití dronů pro transport zdravotnických potřeb, jídla nebo jiných kurýrních služeb, kde by drony létaly samy na předem určené místo. Největší využití v poslední době však sklízí drony především v oblasti pro zábavu, ať už jde pouze o létání nebo o letecké focení a natáčení. Záběry z ptáčích perspektiv uchvátí nejednoho pořizujícího. Kromě toho začínají celosvětově vznikat různé druhy závodů dronů, mezi nejznámější patří především FPV Racing (first person view). Vzniká proto spousta typů dronů především menších velikostí vybavených senzory, jejichž rozlišení dosahují vysoké kvality, což umožňuje pořídit vizuálně zajímavé letecké záběry i z těchto mnohem cenově dostupnějších dronů. Zástupce autonomních dronů tvoří model vyvinutý společností Honeywell, typ RQ-16A T-Hawk (obr. 4 vlevo) disponujícím spalovacím motorem typu boxer s celkovým výkonem 3 kW a jeden z nejprodávanějších dronů současnosti určený pro zábavu, a to DJI Mavic Mini Fly Combo (obr. 4 vpravo) [7].



Obr. 4 Autonomní drony Honeywell RQ-16A T-Hawk a DJI Mavic Mini Fly Combo [7], [8]

Drony lze rozdělit podle počtu vrtulí, kterými dron disponuje, na:

- trikopty (3 vrtule)
- kvadrokopty (4 vrtule)
- hexakopty (6 vrtulí)
- oktakoptery (8 vrtulí)

Existují rovněž tzv. koaxiální drony, kde jsou na jednom rameni umístěny dvě vrtule místo jedné. Čím více má dron vrtulí, tím se zlepšuje jeho stabilita ve vzduchu, což je klíčové např. pro pořizování fotek a videí. Rovněž více vrtulí vede k vyšší bezpečnosti, kde při případném výpadku některé pohonné jednotky lze stále s dronem bezpečně přistát. Naopak menší dron s menším počtem vrtulí bude mrštnější a bude lépe reagovat na rychlé změny pohybu. Ideální kompromis, co se počtu vrtulí týče, představují kvadrokopty.

Stejně jak u vrtulníků, tak i zde vzniká vztlaková síla na listech vrtulí. Platí, že každá vedlejší vrtule u dronu se otáčí vždy v opačném smyslu, tedy například u kvadrokopty se dvě protilehlé vrtule otáčejí ve stejném směru a zbylé dvě vrtule ve směru opačném. Výjimku tvoří trikopty, u které se všechny vrtule otáčejí ve stejném smyslu. Oproti vrtulníkům a letadlům dron bezpodmínečně disponuje řídicí jednotkou, které je vybavena gyroskopy a akcelerometry, které průběžně sledují polohu stroje a podle toho upravují chod pohonných jednotek, kde každá pohonná jednotka obsluhuje pouze jednu vrtuli [9]. Dron lze tak libovolně ovládat všemi směry pouhou změnou otáček jednotlivých vrtulí. Chce-li uživatel s dronem stoupat, resp. klesat, všechny vrtule zrychlují, resp. zpomalují. Pokud se uživatel rozhodne letět s dronem do stran, zpomalí vrtule na straně, kudy se má dron ubírat, zatímco na druhé straně vrtule zrychlí a výsledný náklon již udělá své. Při touze otáčet se kolem svislé ose stačí zpomalit protilehlé motory a zbylé zrychlit.

Velký pokrok je také vidět v bezpečnosti létání. Stroje jsou ovládány na dálku nebo mohou létat automaticky pomocí předem nadefinovaných letových plánů nebo složitějších dynamických autonomních systémů. Jsou vybaveny senzory, které jim umožňují vyhýbat se překážkám, následovat cílový objekt i za pohybu, a to vše automaticky nebo jednoduchým nastavením na dálkovém ovládání. Při létání bez větších zkušeností mohou nastávat problémy s bezpečností a přeceňováním svých zkušeností. Majitel pořizující si dron by si měl nastudovat příslušnou legislativu z hlediska bezpečnosti lidí a majetku na zemi. Legislativa o provozu dronů ve vzdušném prostoru je na území České republiky platná od roku 2012 [10].

1.3 ÚROVNĚ AUTONOMIE DRONŮ

Podle toho, jak jsou drony schopny nahradit ovládání člověkem vlastními implementovanými systémy, lze nalézt standardizovaných šest úrovní autonomie [10]:

- úroveň 0: žádná automatizace
- úroveň 1: pilotní pomoc
- úroveň 2: částečná automatizace
- úroveň 3: podmíněná automatizace
- úroveň 3+: automatické nasazení dronů
- úroveň 4: vysoká automatizace
- úroveň 5: plná automatizace

Majitel dronu s úrovní autonomie 0 má plnou kontrolu nad každým pohybem svého stroje. Dron splňující úroveň autonomie 1 může po určitou dobu převzít alespoň jednu důležitou funkci, např. podporu pro navigaci nebo udržování zvolené nadmořské výšky. Majitel však stále zůstává zodpovědný za ovládání svého dronu. Podobné je tomu i u úrovně 2, pilot musí být připraven kdykoliv převzít kontrolu nad ovládáním, pokud by došlo k nečekané události, a dále musí sledovat vzdušný prostor a letové podmínky. Za určitých podmínek je však dron schopen převzít kontrolu nad směrem, nadmořskou výškou a rychlostí. Většina dnešních výrobců dronů staví své stroje na této úrovni, kde autonomní systémy pomohou s navigačními funkcemi a umožní majiteli osvobodit se od některých úkolů. Úroveň 3 říká, že pilot musí stále věnovat pozornost letu a být připraven kdykoliv převzít kontrolu nad ovládáním. Dron je však schopen za určitých podmínek provádět všechny funkce a pokud je do řízení nutný zásah člověka, upozorní na to. V praxi to znamená, že dron letí dle předem naprogramované dráze letu, když v tom palubní senzory detekují překážku. Po detekci se dron zastaví a vyšle varování svému pilotovi, který ručně opraví směr nebo nadmořskou výšku. Následně dron pokračuje v letu dle předchozí naprogramované dráze.

Někdy se do výčtu úrovní zařazuje také úroveň 3+, která se prakticky neliší od přechozí, rozdíl je však v úplné absenci lidské společnosti a využití dokovacích stanic pro drony. Myšlenkou této úrovně je využít drony ve specifickém prostředí pro vykonávání stále stejného úkolu, např. průzkumu povrchového dolu. Předprogramovaná dráha letu zůstává stále stejná, dron je vybaven automatickými schopnostmi vzletu a přistání a zároveň je připraven dle stanoveného harmonogramu plně využívat dokovací stanice. Dron na úrovni 4 může létat za určitých okolností naprosto sám bez lidského přičinění. Jeho chování tedy závisí na vestavěných autonomních systémech detekujících okolí, které jsou tak schopny plně určovat chování dronu. Tomuto se využívá např. pro filmování, kde dron sleduje určitou osobu nebo předmět. Přitom snímá překážky v dráze letu a aktivně se vyhýbá jakémukoliv kontaktu změnou směru či nadmořské výšky. Autonomní úroveň 5 zahrnuje automatizaci všech potřebných úkolů na plný úvazek za jakýchkoliv podmínek.

2 POHONNÉ JEDNOTKY AUTONOMNÍCH PROSTŘEDKŮ

V současné době se nabízí celá řada řešení, pomocí níž lze autonomní letecké prostředky pohánět. Na pohonné jednotky je kladen velký důraz, protože se od jejich výkonu a správné funkce odvíjí letové vlastnosti, spolehlivost, nosnost stroje a další věci. Létání jako takové bylo odjakživa dané otázkou měrného výkonu, tedy výkonu vztaženého na hmotnost daného stroje. Tento jednoduchý vztah ukazuje, že snahou konstruktérů je tedy maximalizovat výkon dané pohonné jednotky při zachování co možná nejnížší hmotnosti jednotky a jejího příslušenství.

Mezi nepoužívanější typy pohonů se řadí elektrický stejnosměrný motor a spalovací motor.

2.1 ELEKTRICKÉ STEJNOSMĚRNÉ MOTORY

Jsou točivé stroje, které se připojují na zdroj stejnosměrného napětí (akumulátor) a které mění elektrickou energii v mechanickou práci. Jejich nespornou výhodou je, že jsou velice tiché, což dává možnost je použít i v místech, kde provoz spalovacích motorů není možný. Jejich provoz a spouštění jsou skutečně velmi jednoduché a zvládne je opravdu každý. Jejich otáčky a točivý moment lze snadno a plynule regulovat, motory netrpí s přechody z nízkých do vysokých otáček a případným zhasínáním. Elektrický motor bude vždy lehčí než spalovací motor o stejném výkonu, navíc motor není zdrojem vibrací a hluku, což umožňuje konstruktérům navrhovat lehčí letouny. Rovněž lze konstatovat, že elektrický motor nevyžaduje žádné seřizování a neprodukuje žádné emise.

Bohužel, každá mince má dvě strany, a proto je třeba uvážit i energii potřebnou pro provoz motoru. Každý letoun s elektrickým motorem si vozí zdroj energie s sebou, a to ve formě akumulátoru. V akumulátoru tkví největší slabina elektrického pohonu, a to je nízká energetická hustota, tj. malé množství energie pro elektrický motor vzhledem k hmotnosti akumulátoru. Právě tuto vlastnost se snaží výrobci akumulátorů neustále zlepšovat. Na druhou stranu, akumulátor po vyčerpání kapacity stačí vzít na nabíjecí stanici a dobít jej, příp. vyměnit za jiný, zatímco u spalovacího motoru je třeba po vyčerpání nádrže řešit přípravu paliv.

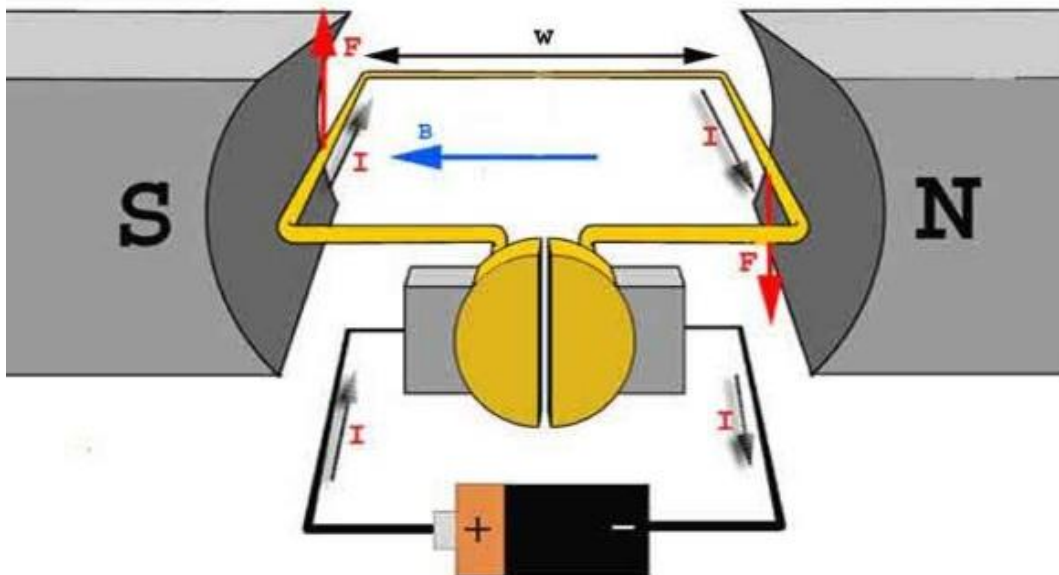
Základními parametry stejnosměrných motorů je doporučený typ akumulátoru a doporučená velikost vrtule, kterou motor pohání. Dalším uváděným parametrem je počet závitů vodiče na každé cívice motoru. Motor s menším počtem závitů bude mít menší odpor vinutí a tím snese větší proudové zatížení, což povede k vyšším otáčkám motoru. Naopak, stejný motor s více závity bude mít nižší otáčky, ale vystačí si s akumulátorem s menším počtem článků. Důležitý je rovněž maximální výkon, maximální špičkový proud a také proud při maximální účinnosti. Poslední stěžejní údaj je otáčková konstanta (označovaná zkratkou K_v), která vyjadřuje otáčky nezátíženého motoru za minutu na jeden volt. Z toho vyplývá, že podle zvoleného akumulátoru, resp. jeho jmenovitého napětí, lze snadno určit otáčky motoru. Platí, že menší průměr vrtule znamená použití vyšší otáčkové charakteristiky, aby bylo dosaženo požadovaného výkonu, resp. vztlaku u vrtule [11].

V autonomních letounech jsou k dispozici dva druhy elektromotorů, a to stejnosměrné kartáčové a bezkartáčové.

2.1.1 STEJNOSMĚRNÉ KARTÁČOVÉ MOTORY

Jednoduché schéma stejnosměrného kartáčového motoru znázorňuje obr. 5, základem jsou dvě části, nepohyblivý stator a pohyblivý rotor. Stator je tvořen z magnetů s budicím vinutím nebo permanentními magnety. Cívky budicího vinutí jsou zapojeny do série a vytváří střídavě severní a jižní pól. Rotor má na svém obvodu drážky, ve kterých je uloženo vinutí. Začátek a konec vnutí je přivedeno na komutátor, který má za úkol periodicky přepínat polaritu přiváděného stejnosměrného napětí a tím střídat směr, ve kterém prochází proud vinutím rotoru. Komutátor je soustava vzájemně elektricky oddělených vodivých kovových lamel, které jsou upevněny na hřídel rotoru. Na komutátor přiléhají kartáče, pomocí kterých je do rotoru přiváděn elektrický proud. Ke svorkám motoru se přivádí stejnosměrný elektrický proud. Vinutími rotoru, které se nacházejí v magnetickém poli statoru, prochází střídavý elektrický proud a díky umístění rotoru v magnetickém poli statoru na něj začne působit magnetická síla. Směr síly a otáčení určuje Flemingovo pravidlo levé ruky.

Napájecí vodiče jsou vždy dva, jejich záměnou lze obrátit smysl otáčení motoru. Pro správnou funkci motoru je nutné, aby kartáče a magnety statoru byly v určité poloze (tzv. časování motoru). Tato poloha je pochopitelně různá pro oba smysly otáčení. Změnou časování lze částečně ovlivnit, jestli bude mít motor vyšší otáčky a nižší točivý moment, či nižší otáčky a vyšší točivý moment. První z uvedených případů najde uplatnění, pokud mezi motor a vrtuli zařadíme převodovku, druhý případ se používá pro přímý náhon vrtule. Změna otáček a točivého momentu motoru se mění velikostí přiváděného napětí do rotorového vinutí nebo změnou budicího proudu jdoucího do vinutí (cívky) statoru, což koná regulátor motoru [12].

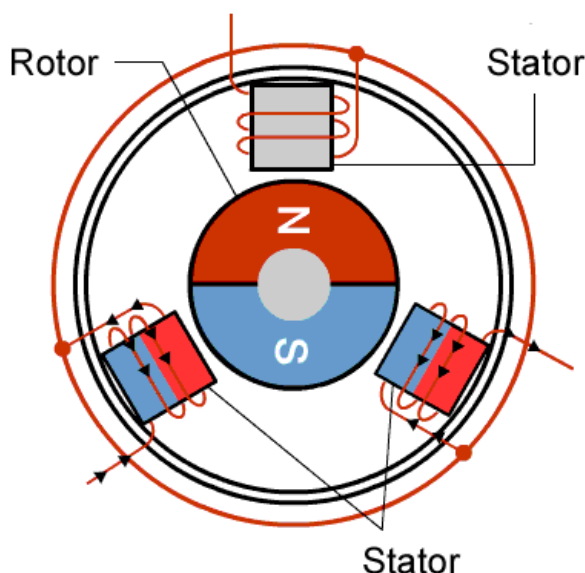


Obr. 5 Schéma stejnosměrného kartáčového motoru [11]

Nevýhodou těchto elektrických strojů je, že dochází ke styku lamel komutátoru s kartáči, čímž dochází k jejich opotřebování a ke vzniku ionizujících jisker při přepínání polarity přiváděného napětí. Rovněž lze konstatovat, že kartáče přitlačované na lamely komutátoru fungují jako nechtěná brzda a generátor nežádoucího tepla. Na straně druhé je obrovskou výhodou nízká pořizovací cena.

2.1.2 STEJNOSMĚRNÉ BEZKARTÁČOVÉ MOTORY

Bezcartáčové stejnosměrné motory označované zkratkou BLDC (brushless direct current) jsou opět tvořeny statorem a rotorem. Rozdíl oproti kartáčovým motorům je ten, že rotor se skládá z permanentních magnetů a stator má po svém obvodu specifický počet vinutí (cívek) na pólových nástavcích, jak je vidět na obr. 6. Jak už z názvu vyplývá, motory nevyužívají pro komutaci kartáče, ale místo toho jsou komutovány elektronicky. Spínání statorových vinutí zajišťuje elektronický regulátor, který je nutnou součástí každého BLDC motoru. Regulátor obsahuje výkonové tranzistory, přičemž řídicí obvody tranzistorů spojují ve správném čase a pořadí jednotlivá vinutí s kladným nebo záporným pólem akumulátoru, aby vytvářeli rotační magnetické pole správného směru, rychlosti a velikosti a tím byl neustále vyvoláván požadovaný točivý moment motoru. Připojené stejnosměrné napětí se tedy řídicími obvody mění na napětí střídavé. Tím, jak se magnet rotoru snaží vyrovnat s aktivovaným elektromagnetem statoru, rotor běží. Jakmile se zarovná, další vinutí je pod napětím. Změna otáček a točivého momentu motoru se realizuje změnou frekvence přepínání cívek ve statoru, další možností je využít regulátor ke změně napětí a proudu jdoucího do statoru. Rezervaci otáček lze dosáhnout prohozením dvou libovolných vodičů mezi motorem a regulátorem [13].



Obr. 6 Schéma stejnosměrného bezkartáčového motoru [13]

Pro správný okamžik přepojování jednotlivých vinutí statoru je třeba, aby řídicí jednotka znala aktuální pozici rotoru vůči statoru, podle čehož lze BLDC motory rozdělit na senzorové (sensored) a bezsenzorové (sensorless). Senzorový motor má pro zjištění pozice rotoru vestavěné nejčastěji Hallové sondy, sloužící ke generování impulzů putujících do regulátoru, podle nichž regulátor určuje polohu rotoru. U těchto motorů je ale problém slučitelnost motoru s regulátorem od mnoha různých výrobců. Proto jsou v současnosti dominantou na trhu bezsenzorové motory, u nichž regulátor posílá do jednotlivých statorových vinutí vysokofrekvenční pulzy a vyhodnocuje jejich indukovaný zpětný obraz závisící na polaritě magnetu, jenž je danému vinutí nejbližší [14].

Dle konstrukce rozlišujeme dva typy motorů, a to tzv. inrunner a outrunner motory. Provedení inrunner se vyznačuje tím, že stator se nachází vně rotoru, statorová vinutí tedy obklopují rotor. Provedení outrunner to má obráceně, tj. rotor je umístěn vně statoru, z čehož plyne, že

se rotor otáčí po vnějším obvodu statorové konstrukce. Inrunner motory se vyznačují velmi vysokými provozními otáčkami, zatímco outrunner motory jsou charakteristické nižšími maximálními otáčkami, ale vyšším točivým momentem [14]. Hodí se tedy např. pro pohon vrtulí větších průměrů bez nutnosti použít převodovku.

Obecně se dá říct, že BLDC motory mají mnoho výhod oproti kartáčovým stejnosměrným motorům, proto se dnes v drtivé většině případů používají právě ony. Protože neobsahují komutátor a kartáče, odpadá jejich brzdový efekt a tím jsou tyto motory lehčí, spolehlivější a prakticky bezúdržbové. Motory také mají příznivější průběh točivého momentu a vysoký výstupní výkon.

2.1.3 AKUMULÁTORY

Akumulátorem se rozumí zdroj elektrické energie potřebné pro pohon elektrického motoru. Ve své podstatě se jedná o sekundární články, jenž je nutné nejprve nabít a teprve potom je možné chemickou energii v něm uloženou přetransformovat na energii elektrickou. Akumulátor může být tvořen buď jedním nebo více články. Pokud jsou články zapojeny do série, z akumulátoru dle Ohmova zákona obdržíme vyšší napětí o stejné kapacitě. Pokud budou články zapojeny paralelně, je situace opačná, získáme stejné napětí o vyšší kapacitě. Elektrochemický článek se skládá ze dvou elektrod, kde každá je vyrobena z jiného materiálu. Mezi elektrodami se nachází elektrolyt, vše je následně hermeticky uzavřeno v pouzdře. Při nabíjení akumulátoru, tj. průchodu elektrického proudu, se v akumulátoru vyskytnou vratné (obousměrné) chemické reakce mezi elektrolytem a povrchem dvou elektrod – kladné a záporné [15]. Tyto reakce se projevují rozdílným elektrochemickým potenciálem na elektrodách. Při odběru proudu fungují chemické reakce v opačném směru, tedy z elektrod lze na úkor chemických reakcí čerpat elektrickou energii zpět.

Mezi základní parametry akumulátoru patří kromě jednotlivých typů popsaných níže a počtu článků také celkové jmenovité napětí všech článků [V] a kapacita akumulátoru [mA·hod] udávající celkovou hodnotu elektrického náboje uloženého v akumulátoru. V neposlední řadě je třeba zmínit také vybíjecí proud, který se na akumulátorech označuje číslem s postfixem „C“ označujícím násobek jmenovité kapacity akumulátoru. Když se tyto dvě hodnoty vynásobí, obdržíme velikost konstantního vybíjecího proudu. Tak např. akumulátor s kapacitou 1500 mA·hod a označením 30C má konstantní vybíjecí proud 45 A. Analogicky lze určit také konstantní nabíjecí proud, běžné hodnoty se pohybují v rozmezí od 0,5 do 3C [16]. Hlavní charakteristiky jednotlivých typů akumulátorů jsou shrnuty v tab. 1.

Akumulátory můžeme podle jejich chemického složení rozdělit na [16]:

- nikl-kadmiový akumulátor (NiCd)
- nikl-metal-hydridový akumulátor (NiMH)
- lithium-iontový akumulátor (Li-Ion)
- lithium-polymerový akumulátor (Li-Pol)
- lithium-polymerový high voltage akumulátor (Li-Pol HV)
- lithium-železo-fosfátový akumulátor (LiFe)

NiCd akumulátor je druh galvanického článku a také nejstarší typ akumulátoru, v současnosti je nahrazován již modernějšími typy. Svými vlastnostmi je podobný novějšímu NiMH akumulátoru. Problematickou vlastnost toho typu představuje jedovatost kadmia, z něhož se skládá záporná elektroda. Mezi výhody patří jednoznačně možnost skladování za nižších teplot a v úplně vybitém stavu a také vyšší životnost, nevýhodou představuje vyšší hmotnost

akumulátorů a tzv. paměťový efekt (ztráta kapacity akumulátoru při opakovatelném nabíjení, pokud je nabíjení prováděno už při částečném vybití) [16]. Tento typ akumulátorů se kvůli obavám o životní prostředí pomalu začíná nahrazovat jinými typy, přesto ho lze stále ještě nalézt jako zdroj energie v některých RC (radio controlled) vysílačích a přijímačích.

Typ NiMH vznikl jako náhrada NiCd akumulátorů. Oproti NiCd akumulátorům má cca dvojnásobnou kapacitu, dokáže dodat vysoký elektrický proud a netrpí paměťovým efektem. Mezi další výhody patří dlouhá životnost a příznivá cena. Akumulátory na této bázi jsou však bohužel hmotnější než lithiové akumulátory, další nevýhodou představuje menší odolnost proti nižším teplotám a větší tendence k samovybití [16]. Nově pořízený akumulátor je třeba formátovat, tj. nabíjet pomalu a malým proudem. Sečteno podtrženo, akumulátory NiMH představují dobrý poměr cena/výkon. Své největší uplatnění najdou pro vysílače a nenáročné RC modely.

Akumulátory Li-Ion byly první vyvinuté akumulátory z lithiových článků. Oproti novějším LiPo akumulátorům mají vyšší životnost a jsou levnější. Netrpí paměťovým efektem a obecně mají nízké samovybití. Jejich hlavní plus je vysoká energetická hustota (až 3krát vyšší oproti typu NiMH), naproti tomu však oproti LiPo akumulátorům mají menší možné odběry proudu a podobně jako NiMH akumulátory menší odolnost proti nízkým teplotám, akumulátorům také vadí skladování při úplném vybití, protože je toto riziko ošetřeno ochrannými obvody na každém článku [16]. Posledním neduhem je stárnutí, tj. postupná ztráta kapacity bez ohledu na to, jak frekventovaně je akumulátor využíván. Pro skvělou energetickou hustotu je akumulátor vhodný pro pohon méně náročných modelů vrtulníků, dronů a RC vysílače a přijímače.

Li-Pol je relativně nový typ akumulátorů vycházející z typu Li-Ion a zlepšující jeho některé vlastnosti. Stejně jako akumulátor typu Li-Ion má vysokou energetickou hustotu, nemá paměťový efekt, jeho samovybití je nízké a dosahuje dlouhé životnosti. Navíc může poskytovat vysoké odběrové proudy, má příznivý rozsah provozních teplot a umožňuje rychlonabíjení [16]. Přes mnoho výhod je výroba těchto akumulátorů bohužel technologicky i energeticky náročná, z čehož plyne jejich vyšší cena. Manipulace s Li-Pol akumulátory je poněkud citlivější, protože vyžadují určitý postup při nabíjení, vybíjení a skladování. Z důvodu velmi vysoké energetické hustoty hrozí při nevhodném používání těchto akumulátorů nebezpečí vzplanutí. Akumulátorům typu Li-Pol rozhodně neprospívá nadměrné nabíjení a vybíjení [16]. Li-Pol akumulátory se uplatňují pro náročnější RC modely.

Jak již z názvu vyplývá, typ Li-Pol HV je obdoba Li-Pol. Rozdíl je v tom, že akumulátory lze nabíjet na vyšší napětí, lze tak do nich uskladnit přibližně o 15 až 20 % více energie [16]. Akumulátory s přívlastkem HV jsou schopny dodávat obrovské proudy. Pro majitele je důležité, aby s akumulátorem striktně dodržoval správné zacházení. Pořizovací cena těchto akumulátorů je vysoká. Pro nejlepší poměr uložené energie k hmotnosti ze všech akumulátorů dosud dostupných na trhu najde tento typ uplatnění u letounů, kde je důležitá minimalizace hmotnosti a co možná nejvyšší letový čas, příp. doletová vzdálenost.

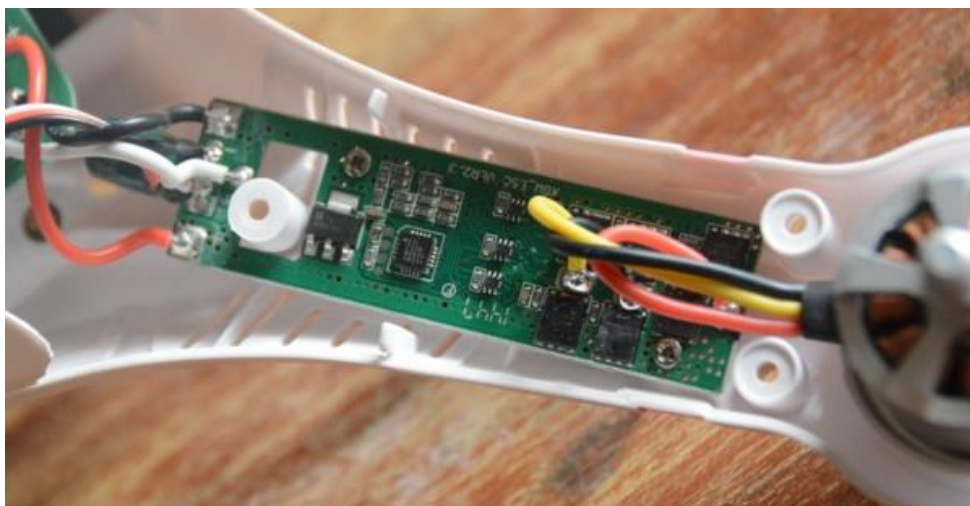
Akumulátory typu Li-Fe jsou dobrou alternativou k typu Li-Pol a vynikají opravdu dlouhou životností, vysokým počtem nabíjecích cyklů a velmi malým samovybitím, rovněž netrpí paměťovým efektem a disponují širokým rozsahem provozních teplot [16]. Na straně druhé však nedosahují takové energetické hustoty jako akumulátory typu Li-Ion nebo Li-Pol a cena též není nejnižší. Uplatnění naleznou v napájení RC vysílačů a přijímačů a některých RC modelech.

Tab. 1 Srovnání obvyklých parametrů různých typů akumulátorů [16]

Typ akumulátoru	NiCd	NiMH	Li-Pol	Li-Pol HV	Li-Ion	Li-Fe
Jmenovité napětí článku [V]	1,2	1,2	3,7	3,85	3,3	2,35
Maximální napětí článku [V]	1,35	1,35	4,2	4,35	4,1	3,6
Minimální napětí článku [V]	0,85	3	3	3	2,8	1,8
Energetická hustota [MJ·kg ⁻¹]	0,18	0,3	0,5	0,6	0,43	0,36
Počet nabíjecích cyklů	1000	1000	500	500	1200	2000
Nabíjecí proud	2C	2C	1 až 3C	1 až 3C	0,5C	1C
Dlouhodobé skladování	Vybité na 0,9 V	50 % kapacity	50 % kapacity	50 % kapacity	50 % kapacity	Plně nabitě
Paměťový efekt	Ano	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne

2.1.4 REGULÁTORY

Regulátory slouží pro řízení otáček stejnosměrných kartáčových i BLDC motorů. Fyzicky se jedná o desku plošných spojů, kde na jedné straně jsou kabely na připojení k motoru a na straně druhé kabely pro připojení k řídicí jednotce, jak je patrné z obr. 7.



Obr. 7 Pohled na regulátor BLDC motoru (bez krytu) [11]

Při požadavku na změnu počtu otáček motoru obdrží regulátor od přijímače signály a podle nich upravuje otáčky motoru. Dnes si získávají oblibu obousměrné regulátory umožňující plynulou regulaci otáček v jednom i druhém směru. Dražší a vybavenější regulátory mohou navíc obsahovat různé stabilizátory napětí, brzdu pro okamžité zastavení motoru, funkci pro odpojení motoru při poklesu napájecího napětí nebo elektricky oddělenou část řídicí elektroniky pro omezení šíření rušivých signálů [11].

2.2 SPALOVACÍ MOTORY

I přes obří rozvoj elektrického pohonu leteckých prostředků nesmíme opomenout druhý nejrozšířenější druh pohonu, kterým je spalovací motor. Spalovací motor stále nabídne mnohem vyšší poměr výkonu k hmotnosti z důvodu vysoké energetické hustoty spalovaného paliva. Tím lze logicky zvyšovat letový čas nebo doletovou vzdálenost, což je výhodné zejména pro akrobatické modely, nasazení leteckých prostředků v armádě apod. Mnoho pořizujících si tento typ pohonu pořizuje z důvodu nezaměnitelného zvuku motoru a charakteristické vůně benzínu. Protože tyto maloobjemové spalovací motory rozpoutaly boj s elektrickým pohonem právě u modelů letadel, jsou velmi často nazývány jako modelářské spalovací motory (dále již tak).

Protože se tato diplomová práce zabývá optimalizací modelářského spalovacího motoru, je na místě stručně nastínit jejich historii v zahraničí a v tehdejší Československu.

2.2.1 STRUČNÁ HISTORIE NÁSTUPU MODELÁŘSKÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Vynález spalovacího motoru Francouzem Étienne Lenoirem v 19. století učinil pro lidskou společnost velký průlom. První spalovací motory byly poháněné svítiplynem a až po zdokonalení elektrického zapalování, které vymyslel Němec Nicolaus Otto, se začala prosazovat paliva kapalná, konkrétně směsi benzínu a vzduchu. Nicolaus Otto též přispěl světu svým vynálezem čtyřdobého spalovacího motoru. Kočáry poháněné těmito motory lze považovat za předchůdce dnešních moderních automobilů. Další přínos přišel v roce 1897, kdy německý vynálezce Rudolf Diesel, jehož jméno je dobře známé až do dneška, zkonstruoval spalovací motor na těžká paliva. V té době to byly hnací oleje, v dnešní době motorová nafta. Jeho vynález značně přispěl pro dopravu, zejména lodě a průmysl. O pár let později, v roce 1903, se bratři Wrightové rozhodli spalovacím motorem pohánět letadlo.

Pokusy člověka spalovacími motory pohánět zmenšené modely dopravních prostředků historicky vzato započaly v oblasti leteckého modelářství. Do té doby si modely musely vystačit s různými alternativami, v 18. století to např. byla hodinářská péra a v 19. století pak různé parní strojky, motory na stlačený vzduch nebo gumové svazky, které mimochodem zůstaly u některých modelů až doposud [17]. Až na počátku 20. století se začaly postupně objevovat první pokusy pohánět tyto modely, resp. vrtule pomocí spalovacích motorů. Nejprve se tomu dělo v Anglii a Německu, ale největší rozmach nastal v USA díky úspěšným pokusům Američanů Ray Ardena, Billa Browna, Irwina Ohlssona a dalších. Jejich spalovací motory byly na tehdejší dobu poměrně spolehlivé a měly výborný poměr výkonu k hmotnosti. Proto se začaly ve 30. letech sériově vyrábět a stala se z nich běžná pohonná jednotka modelů. Po druhé světové válce začalo postupně přibývat společností zabývajících se výrobou těchto motorů, přičemž řada z nich vyrábí a distribuuje své motory až do dneška.

Za zmínku stojí japonské společnosti Enya a O.S. Engines vyrábějící velmi kvalitní, ale také drahé motory. Dále pak společnost Yamada Engines, která vyrábí špičkové motory vybavené palivovými čerpadly, které jsou určeny spíše do akrobatů. Cenově dostupnější alternativou jsou kvalitní, krásné a lehké motory od společnosti Saito. Kvalitními, kompaktními a velmi spolehlivými motory se můžou chlubit britské společnosti RCV nebo Laser. Společnost RCV je navíc známá svými netradičně řešenými rozvody pomocí rotačních ventilů. Americký trh nejvíce zastupuje společnost Cox Engines. Rozhodně nesmíme opomenout společnosti ASP či Thunder Tiger, které jsou v tuzemsku hojně rozšířeny z důvodu velmi příznivé pořizovací ceny.

V tehdejší Československu byla až do 30. let 20. století situace taková, že pod pojmem motorový model se rozuměl model poháněný pouze gumovým svazkem, ten ale disponoval velmi malým výkonem v řádu deseti tisícin koňských sil a opravdu krátkou dobou letu. To vedlo ke speciálním úpravám gumy, konkrétně k její preparaci různými mazivy nebo použití vícepramenných gumových svazků se speciálními převody. Při zkrucování tak docházelo ke značné akumulaci potenciální energie a tím i prodlužování doby letu. I tyto modifikace byly stále nedostačující, což nutilo modelářské pracovníky k používání motorů na stlačený vzduch nebo CO₂, ale ani ty nedodávaly stálý výkon, který se ztrácel s ubývajícím množstvím náplně v tlakové láhvi. Pracovní doba použití modelů osazenými těmito motory nepřesahovala 2 minuty, proto se koncem 30. let přešlo k použití spalovacích motorů.

Požizovací cena letadlových motorů však byla v té době velmi vysoká a navíc motory byly velmi citlivé, protože při použití nesprávné palivové směsi nebo při špatném poměru míchání směsi docházelo velmi rychle k destrukci motoru, přesto všechno se ale motory těšily velké oblibě. Po druhé světové válce přišel v naší zemi největší rozmach ve výrobě těchto spalovacích motorů, kdy si spousta šikovných lidí vyráběla motory sama a to buď kusově, nebo v malých sériích. Za zmínku určitě stojí jména Gustav Buška, Josef Pfeffer nebo společnost Hruška-Choc, která proslula výrobou motorů Atom ve větších sériích. V 50. letech vznikla v Brně společnost MVVS (Modelářské výzkumné a vývojové středisko) vyrábějící výborné modelářské motory, které jim zanedlouho mohl závidět celý svět [17].

60. léta 20. století přinesla pokročilejší možnosti v oblasti dálkového ovládání letounů, resp. jejich pohonných jednotek, a to díky průlomům v tranzistorových technologiích. Navíc dálkově ovládané komponenty mohly být dostatečně miniaturizovány, a tak mohly být prodávány civilním zákazníkům za rozumnou cenu. To vedlo během tohoto desetiletí k rozmachu RC letadel. Letadla se začaly objevovat ve formě stavebnice, která nadšencům umožňovala stavět a létat. Velké množství RC leteckých klubů založili také fandové. Vznikl tak průmysl, který urychlil vývoj komerční RC technologie.

Počátkem 70. let 20. století přinesl úsvit zájmu o žhavicí motory. Příchod moderních dronů známých ze současnosti však nastal až s přelomem milénia, kdy se o slovo začaly kromě elektrických a spalovacích motorů hlásit pohony hybridní kombinující výhody obou druhů pohonu.

2.2.2 MODELÁŘSKÉ SPALOVACÍ MOTORY

Z principu činnosti je známo, že pístový spalovací motor je tepelný stroj s vnitřním spalováním, který přerušovaně (v cyklech) transformuje spalováním paliva chemickou energii v něm obsaženou na potenciální energii (tlak) spalin v prostoru uzavíraném pístem. Ta se odvádí prostřednictvím klikového ústrojí jako mechanická práce, resp. točivý moment motoru.

Téměř všechny modelářské motory pracují s přímočaře pohybujícím se pístem, jen některé raritní kousky využívají pro svoji funkci rotační pohyb pístu, o tom ale podrobněji v podkapitole 2.2.9. Jak již bylo řečeno, všechny motory mají jedno společné, a to je využívání chemické energie skryté v palivu jeho spalováním. Podle způsobu zapálení palivové směsi modeláři, resp. výrobci maloobjemových spalovacích motorů, rozeznávají:

- zážehové motory s jiskřivou svíčkou
- zážehové motory se žhavicí svíčkou
- detonační motory

2.2.3 ZÁŽEHOVÉ SPALOVACÍ MOTORY S JISKŘIVOU SVÍČKOU

Zážehové spalovací motory s jiskřivou svíčkou pracují na stejném principu, jako běžné vozidlové zážehové motory. Palivová směs připravená v karburátoru je při sacím zdvihu pístu přirozeně nasáta do válce. Zapalování motoru vytvoří ve vhodný okamžik na elektrodách zapalovací svíčky elektrickou jiskru, která zažehne připravenou palivovou směs a ta začne postupně prohořívát, čímž se významně zvýší její teplota a tlak. Tlaková energie spalin tlačí při expanzním zdvihu na píst, který prostřednictvím ojnice vytváří požadovaný točivý moment na klikovém hřídeli motoru. Zapalování využívané pro tyto motory je magneto-elektrické nebo elektronické. Magneto-elektrické je z důvodu hmotných magnetů a cívek těžší, ale nevyžaduje akumulátor. Jeho nevýhoda tkví ve skutečnosti, že neumí regulovat velikost předstihu v závislosti na otáčkách motoru. Toto právě řeší moderní elektronická zapalování, která při vyšších otáčkách předstih zvyšují.

Palivo pro tyto motory tvoří směs běžného benzínu a oleje (ricinového nebo syntetického). Benzin tvoří energetickou část paliva a olej tu mazací. Syntetický olej má lepší mazací schopnosti, ale na straně druhé hůře odvádí teplo do stěn válce, hodí se tedy spíše pro větší motory. Poměr mísení se liší dle typu motoru a specifikací ložisek motoru. Obecně se pro motory do objemu 10 cm³ doporučuje používat palivo ve složení 80 % benzínu a 20 % oleje. Většině modelářů se osvědčilo pravidlo, že čím má motor menší zdvihový objem, tím více potřebuje oleje, aby byl zajištěn dostatečný mazací film mezi válcem a pístem [18].

Na trhu jsou motory k dostání od kubatury 10 cm³ a výše, poněvadž pro malé letouny by motory o nižších zdvihových objemech znamenaly značnou zátěž z důvodu elektronického zapalování s akumulátorem. Rovněž by byla hlava válce limitována velikostí zapalovací svíčky. Mezi výhody se oproti motorům se žhavicí svíčkou řadí nízká spotřeba paliva. Hlavní složka palivové směsi motorů se žhavicí svíčkou, metanol, má zhruba poloviční energetický obsah oproti benzínu, a proto je spotřeba těchto motorů vyšší [19]. Rovněž benzin pro zážehové motory s jiskřivou svíčkou je snadno dostupný a levný.

2.2.4 ZÁŽEHOVÉ SPALOVACÍ MOTORY SE ŽHAVICÍ SVÍČKOU

Princip těchto motorů, nazývaných slangově žhavicí motory, je až na pár odlišností stejný jako u motorů s jiskřivou svíčkou. Jak již z označení vyplývá, motory disponují tzv. žhavicí svíčkou a nenalezneme u nich zapalování. Palivovou směs zažehne speciální svíčka, u které je místo elektrod umístěno vlákno z tepelně vodivého kovu, a to z platiny nebo z iridia. Před spuštěním motoru se ke svíčce připojí tzv. power panel, což je zařízení pro nažhavení vlákna svíčky. Palivová směs se zažehne právě od předem připraveného vlákna a po nastartování motoru vlákno žhne i nadále díky tepelné setrvačnosti vlákna. Při delším běhu motoru na volnoběh však může vlákno vychladnout. K potlačení tohoto jevu slouží tzv. přižhavování, které se aktivuje automaticky nebo prostřednictvím vysílače.

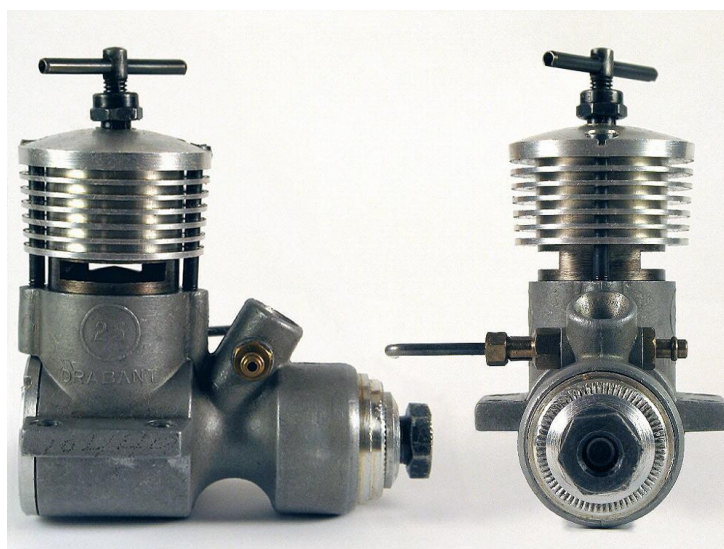
Jako palivo se používá směs metanolu, oleje a případně nitrometanu. Poměr mísení zůstává podobný, opět se doporučuje směs 80 % metanolu a 20 % oleje. Olej, zejména ricinový, má kromě svých mazacích úkonů také požadavek na ochranu jednotlivých částí motoru před rzi. Rez způsobuje použitý metanol v palivu, který totiž vstřebává nemalé množství vody z okolní atmosféry. Problém může vzniknout i s nitrometanem obsaženým v palivu, ten totiž díky svému chemickému složení může při spalování produkovat kyselé (korozivní) produkty. Proto se motory při delší nečinnosti musí zakonzervovat. Nitrometan však zaručí zvýšení výkonu a lepší přechody z volnoběžných do maximálních otáček motoru. Jeho podíl se pohybuje v rozmezí 1 až 10 % z celkového množství paliva, při vyšších koncentracích nitrometanu je však třeba dát

pozor na detonační spalování a samozápaly, jelikož nitrometan snižuje teplotu samovznícení palivové směsi [18].

Výhodou motorů se žhavicí svíčkou je nízká pořizovací cena, kterou ale sráží vysoká cena paliv. Oproti motorům s jiskřivou svíčkou mají vyšší výkon (dáno vysokou výhřevností nitrometanu ve směsi) a nižší hmotnost z důvodu absence zapalování a akumulátoru [19]. Metanol obsažený v palivu má vyšší oktanové číslo nežli benzín, proto je možné si při konstrukci motoru dovolit použít vyšší kompresní poměr, což povede k vyšší termické účinnosti a tím i zvýšení výkonu. Absence zapalování nevznáší žádné rušivé signály pramenící z jeho činnosti, seřizování a údržba motorů je však složitější.

2.2.5 DETONAČNÍ SPALOVACÍ MOTORY

Detonační, někdy též označované jako samozápalné motory mohou svojí činností připomínat vozidlové vznětové motory. Ovšem najdeme zde několik odlišností, které je nutné zdůraznit. Běžný vozidlový vznětový motor stlačuje při kompresním zdvihu čistý vzduch, do kterého je ve vhodný okamžik pomocí vstřikovacího zařízení dopraveno těžké kapalné palivo (motorová nafta), které se díky velké kompresní teplotě (vyšší než je teplota samovznícení) vznítí. Detonační motor naproti tomu nasává z karburátoru již připravenou směs paliva a vzduchu. Regulace těchto motorů tedy není kvalitativní, ale stejně jak u zážehových modelářských motorů kvantitativní. Samotná nafta jako palivo se však pro tyto motory nepoužívá, protože má relativně vysokou teplotu samovznícení, což by představovalo požadavek na vysoký kompresní poměr, vysokou pevnost klikového ústrojí, těsnost pístu ve válci aj., což je motorů této velikostní třídy prakticky nerealizovatelné. Palivo tedy tvoří směs dietyleru, nafty nebo petroleje a opět ricinového nebo parafinovaného oleje. Běžně se volí poměr 1 : 1 : 1, ten se může lišit dle stavu motoru a provozních podmínek. Stejně jako u žhavicích motorů, i zde je možno do paliva přidávat pomocnou látku – nejčastěji amylnitrit nebo isopropylnitrit, která zlepší startování a výkon motoru [18].



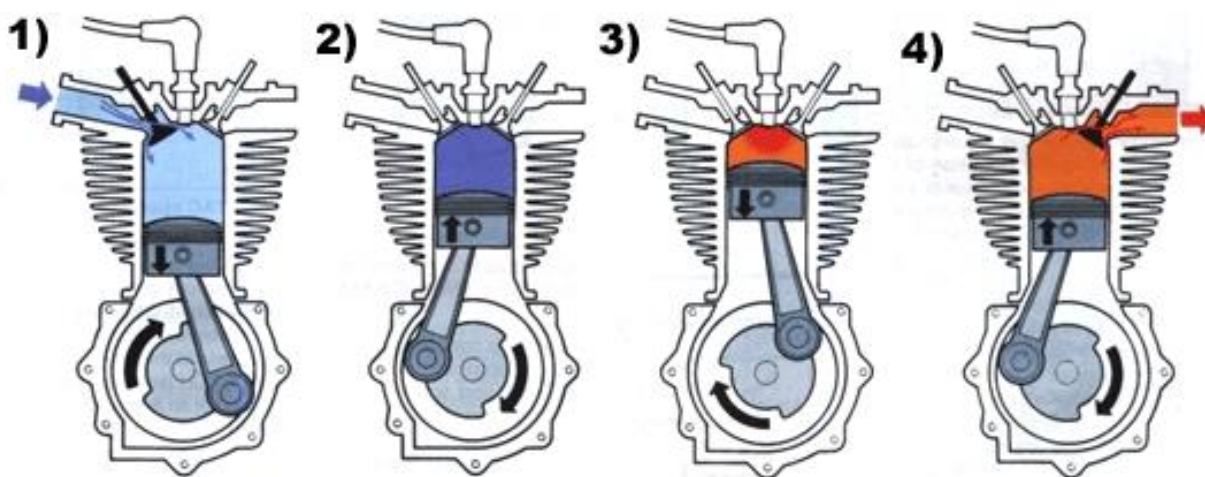
Obr. 8 Detonační motor Drabant 25 [20]

Detonační motor poznáme na první pohled tak, že v hlavě válce je umístěna klička, kterou se ovládá protipíst ve válci. Taková konstrukce je dobře názorná z obr. 8. Tímto protipístem se upravuje kompresní poměr motoru, který se při startování upraví na nižší hodnotu (tj. sníží se komprese) a při protáčení motoru se postupně zvyšuje, dokud motor nenaskočí.

Za poznámku stojí, že detonační motory jsou produkovány výhradně jako dvoudobé. Detonační motor není příliš vhodný pro nezkušeného zájemce, protože je mnohem náročnější na spuštění než motor zážehový. Jeho výhodou je ale nižší spotřeba paliva a lepší průběh točivého momentu umožňující pohon větších vrtulí. Další plus je, že spalovací proces probíhá velice rychle, a to předtím, než je odkryt výfukový kanál. Motory jsou tedy podstatně tišší než motory zážehové stejné rozměrové kategorie. Přes výše uvedené výhody je bohužel tento typ motorů na ústupu, avšak nedávný vývoj v modelářském odvětví přinesl přímé vstřikování paliva [20].

2.2.6 ČTYŘDOBÉ MOTORY

Celý cyklus čtyřdobého motoru připadá na dvě otáčky klikového hřídele. V první fázi dojde při pohybu pístu do dolní úvrati k nasátí palivové směsi z karburátoru sacím kanálem do válce, směs je pak při kompresním zdvihu stlačena a zapálena některým ze zmiňovaných způsobů. Při expanzním zdvihu se získává hlavní část získané práce od motoru, směs shoří a při výfukovém zdvihu odchází výfukovým kanálem do výfuku.



Obr. 9 Schéma oběhu čtyřdobého motoru (převzato a upraveno z [21])

Celý princip činnosti je znázorněn pomocí obr. 9. Výměna náplně ve válci je u modelářských motorů realizována rozvodem OHV (over head valve) – vačková hřídel je umístěna v klikové skříni a poháněna prostřednictvím páru mimoběžných ozubených kol s převodovým poměrem 2 : 1. Tato hřídel má dvě vhodně umístěné vačky, kde každá z nich pohybuje se zdvihací tyčkou, zdvihátkem, vahadlem a nakonec i příslušným ventilem. Nevýhodou tohoto ventilového rozvodu je jeho nižší tuhost, která se projevuje při vysokých otáčkách, kdy pružné deformace jednotlivých komponent způsobují změnu průběhu zdvihu ventilů oproti teoretickému, který je definován trajektorií vačky. Proto se u některých čtyřdobých motorů, zejména těch s většími zdvihovými objemy, používá rozvod OHC (over head camshaft). Kliková hřídel má na svém volném konci řemenici, která pomocí ozubeného řemene pohání druhou řemenici, resp. vačkovou hřídel umístěnou v hlavě válce při převodovém poměru 2 : 1. Motory jsou chlazeny přímo náporově a mazání všech pohybujících se komponent motoru probíhá ztrátově, olej rozptýlený v palivu se do klikové skříň dostává při profuku pístní skupinou, podobně tak i k prvkům ventilových rozvodů.

Čtyřdobý motor bude oproti dvoudobému mít vždy menší měrnou spotřebu paliva a vyšší účinnost. Jeho chod bude pravidelnější a pro pohon vrtule je výhodnější také dobrý průběh točivého momentu, který lze u těchto motorů relativně snadno ladit – úpravou sacího

a výfukového potrubí nebo optimalizací časování ventilů. Vzhledem k tomu, že je drtivá většina modelářských motorů chlazena přímo náporově okolním vzduchem, plus představuje i menší tepelné zatížení motoru vlivem polovičního počtu zážehů vzhledem k motoru dvoudobému.



Obr. 10 Modelářský motor A38 s rozvodem OHC [22]

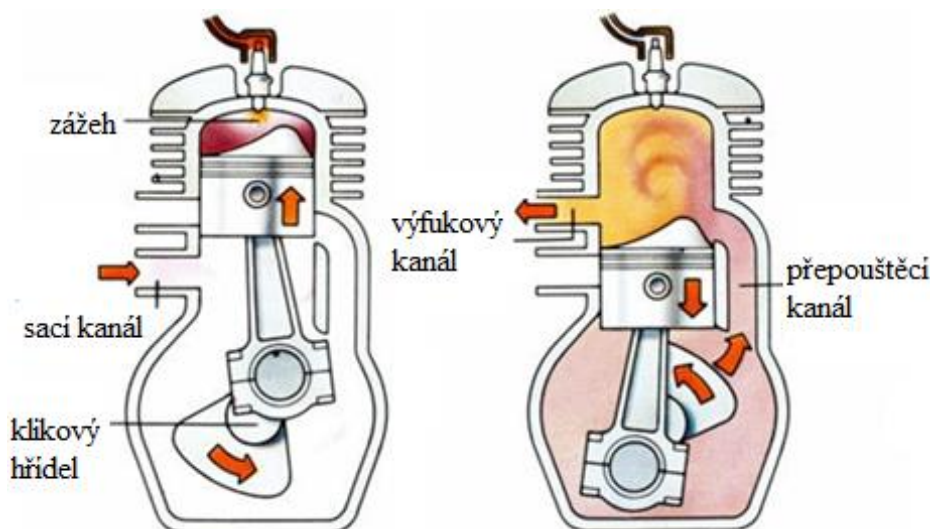
Obr. 10 zachycuje zážehový modelářský motor typ A38, který dosahuje výkonu 1,5 kW při otáčkách 7000 min^{-1} , při hmotnosti 1,28 kg tak dosahuje měrného výkonu (vztaženo na jeden kilogram) $1,17 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1}$ [22].

2.2.7 DVOUDOBÉ MOTORY

Dvoudobý motor na rozdíl od motoru čtyřdobého vykonává celý cyklus (všechny čtyři doby) během jedné otáčky klikového hřídele. Motor totiž pro svoji funkci využívá i prostor na straně pod pístem, tj. v klikové skříni. Pro dopravu palivové směsi do motoru se u modelářských motorů používá nesymetrické sání, nejčastěji pomocí dutého klikového hřídele pracujícího jako rotační šoupátko nebo jazýčkovým ventilem. Při kompresním zdvihu pístu dochází k průchodu čerstvé směsi do klikové skříně. Probíhá tedy najednou sání i komprese. Před dosažením horní úvratě je směs zapálena a hoří (obr. 11 vlevo). Expanzní zdvih pístu se kromě získávání práce motoru vyznačuje stlačováním čerstvé směsi v klikové skříni. Ve vhodný okamžik je horní hranou pístu otevřen výfukový kanál, jímž proudí spaliny do výfuku (obr. 11 vpravo). V tento okamžik nastává prudký pokles tlaku ve válci, což má za následek, že dvoudobý motor nevyužívá plný expanzní zdvih pístu, ale pouze jeho část. Při pohybu pístu dále směrem do dolní úvratě se otevírá přepouštěcí kanál, kterým proudí stlačená čerstvá směs z klikové skříně do válce a svým pohybem vytlačuje zbytky spalin. Tlak čerstvé směsi musí být vyšší, než je tlak spalin ve válci, jinak by motor nefungoval. Výměna náplně ve válci probíhá pomocí vratného vyplachování, při kterém se bohužel část čerstvé směsi smíchá se spalinami a odchází pryč z motoru. Mechanismus chlazení funguje stejně jako u čtyřdobých motorů, mazání zajišťuje olej procházející motorem.

Dvoudobý motor by měl mít oproti čtyřdobému teoreticky dvojnásobný výkon, což je však v praxi vyvráceno únikem části čerstvé směsi se spalinami a menším užitečným zdvihem. Tento zdvih má za následek nižší korigovaný zdvihový objem a tím i kompresní poměr. Motory jsou celkově jednodušší konstrukce a mají menší počet částí. To je činí méně poruchovými

a s rovněž menšími nároky na obsluhu. Bohužel, pro jednoduchost dvoudobého motoru je tento motor obtížné naladit tak, aby dosahoval dobrých výkonových parametrů v širokém rozsahu otáček. Laděním se myslí správný návrh, tj. rozložení, počet a tvar kanálů a též aplikace laděného výfukového potrubí pro dynamické přeplňování válce motoru. Hlavu válce je vhodné uzpůsobit pro zajištění co možná nejlepšího proplachu zbytkových spalín z předchozího cyklu.



Obr. 11 Schéma oběhu dvoudobého motoru (převzato a upraveno z [23])

Pro modeláře je hlavní nevýhodou vyšší měrná spotřeba paliva a pro některé pořizující také větší zvukový projev. Obrovský přínos ovšem představuje rovnoměrnější průběh točivého momentu (tím, že každá otáčka je pracovní), možnost vysokých provozních otáček (čtyřdobé motory mají vysoké otáčky omezeny možnou kolizí pístu s ventilem způsobenou setrvačností ventilových pružin) a rovněž schopnost reverzace chodu motoru. Pro rychlé změny směru letu se hodí skutečnost, že dvoudobé motory velmi rychle reagují na přidávání plynu.

2.2.8 ŘADOVÉ, PLOCHÉ A HVĚZDICOVÉ MOTORY



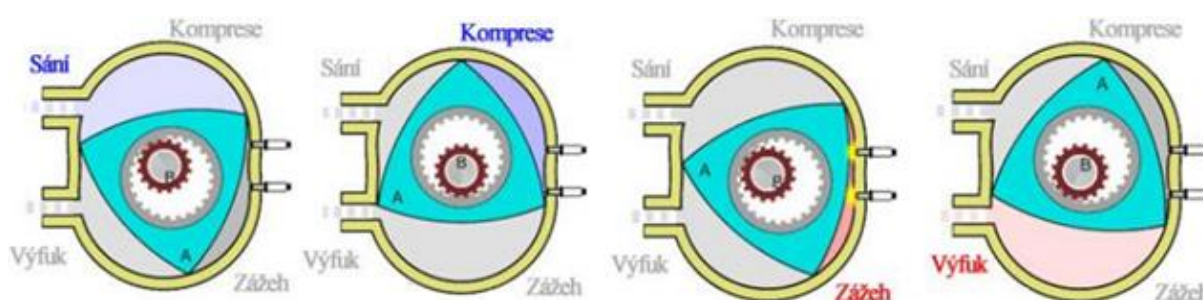
Obr. 12 Hvězdicový zážehový motor ASP FS 400AR [24]

Přestože je většina menších modelářských motorů v konfiguraci jednoválce, pro motory s objemem válce zpravidla nad 30 cm^3 se uplatňují motory víceválcové. Své použití najdou např. pro pohon těžších letounů, kde jsou potřeba vrtule větších rozměrů pro vyvození potřebného tahu. Současný trh nabízí motory víceválcové řadové, ploché nebo pro náročnější uživatele, prahnoucí po spalovacím motoru s designem příslušícím skutečným letadlovým motorům, motory hvězdicové.

Na obr. 12 lze vidět pětiválcový zážehový motor od společnosti ASP, typ FS 400AR. Dosahuje výkonu $5,55 \text{ kW}$ při 7250 min^{-1} a při své hmotnosti $2,8 \text{ kg}$ tak nabízí slušný měrný výkon $1,98 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1}$ [24].

2.2.9 MOTORY S KROUŽIVÝM POHYBEM PÍSTU

Vycházejí vlastně z požadavků na náhradu spalovacích motorů s přímočarým pohybem pístu a potlačení tak jeho nedostatků. Provoz spalovacích motorů s přímočarým pohybem pístu nutně představuje vznik setrvačných sil, které je nutno při návrhu motoru alespoň částečně vyvážit, což je složité a ve většině případů prakticky nemožné. Myšlenka odstranit tuto skutečnost přivedla konstruktéry k návrhu motoru s rotačním pohybem pístu. Do sériové výroby se však dostal pouze jeden typ. Wankelův motor, jak je tento motor někdy nazýván po svém tvůrci, je tvořen motorovou skříní mající vnitřní tvar odpovídající profilu epitrochoidní křivce. Uvnitř této skříně se nachází píst, který má trojúhelníkový tvar. Tento píst vytváří v každém okamžiku se skříní tři navzájem oddělené prostory a v každém z nich jsou postupně za jednu otáčku pístu uskutečněny všechny čtyři doby odpovídající čtyřdobému oběhu. Na obr. 13 je jeden takový oběh příslušící jedné straně pístu odlišen modrými a červenými popisky. Píst je pomocí ozubeného soukolí spojen s výstupní hřídelí při převodovém poměru $1 : 3$, z čehož plyne, že se výstupní hřídel otáčí 3krát rychleji než píst. Za jednu otáčku hřídele se tedy uskuteční jeden pracovní cyklus. Jednopístový Wankelův motor je tedy co do počtu dob ekvivalentní dvouválcovému čtyřdobému motoru.



Obr. 13 Oběh Wankelova motoru [25]

Potencionálního majitele budou jistě zajímat výhody tohoto motoru. Hlavní plus činí klidný chod bez zbytečných vibrací, protože se motor dá snadno vyvážit protizávažími na hřídeli rotoru. Podobně jako u dvoudobého motoru, větší počet zápalů za otáčku znamená rovnoměrnější chod a průběh točivého momentu. Menší počet jednotlivých částí motoru a menší zastavěný prostor vlivem absence rozvodového ústrojí představují zásadní faktor pro létání, a to již několikrát zmiňovaný poměr výkonu na jeden kilogram hmotnosti.

Druhá strana mince však dává najevo, proč se tyto motory prakticky vytratil z běžných vozidel a jejich nasazení v letounech je jen velice řídké, prakticky se motory vyrábí jen pro nadšence. Hlavní problém představují těsnící lišty umístěné na vrcholcích pístu, které těsní spalovací

prostor. Velké kluzné rychlosti působící na tyto lišty zkracují jejich životnost a zároveň si žádají výrazné požadavky oleje k jejich mazání. Zážeh palivové směsi nastává vždy na stejném místě, což přináší nerovnoměrné tepelné zatížení motoru. Další velké negativum tohoto motoru představuje geometrie pohybu pístu ve válci a tvar spalovacího prostoru v okamžiku spalování paliva. Prostor má relativně velký povrch, což vede k velkým tepelným ztrátám, snížení termické účinnosti, poklesu kompresního poměru a vyšší měrné spotřebě paliva [26]. Značná délka spalovacího prostoru vytváří příznivé podmínky pro vznik detonačního spalování.



Obr. 14 Wankelův motor O.S. Engines 49-PI Type II [27]

Společností věnujících se výrobě těchto modelářských Wankelových motorů není vskutku mnoho, snad jen japonské Nitto a O.S. Engines. Motor 49-PI Type II na obr. 14 nabízí při hmotnosti pouhých 0,335 kg výkon 0,93 kW při otáčkách $17\,000\text{ min}^{-1}$, což dává vynikající hodnotu měrného výkonu $2,79\text{ kW}\cdot\text{kg}^{-1}$ [27].

2.3 HYBRIDNÍ POHONY

Hybridní pohon v modelářském pojetí kombinuje elektrický a spalovací motor. To umožní lépe využívat výhody každého z motorů a zároveň potlačit jejich nevýhody. Oba motory se tedy vzájemně doplňují, ale trochu jiným způsobem, než jak je tomu u hybridních vozidel. Tam se spalovací motor spouští ve chvílích, kdy samotný elektromotor nestačí, např. při rychlých rozjezdech nebo jízdě do kopce. Elektrický motor plní svoji funkci při popojíždění v kolonách, nižších rychlostech a menších zatíženích (pokud se tedy nejedná čistě o full hybrid nebo plug-in hybrid). Elektrický motor zde funguje obousměrně, tj. jako motor, ale i jako generátor. V případech, kdy má vozidlo přebytek elektrické energie, kterou se běžně zbavujeme brzděním a odvodem tepla do okolí, začíná elektromotor pracovat jako generátor, který brzdí vozidlo a dobíjí akumulátor. U hybridních dronů elektrický motor slouží pro rychlé změny směru letu a jako záloha při případném výpadku spalovacího motoru, zatímco spalovací motor uvádí dron při stoupání nebo rozletu do pohybu a rovněž může dobíjet akumulátor určený pro napájení elektrického motoru a případné startování spalovacího motoru.

Typickým zástupcem zabývajícím se výrobou hybridních dronů je německá společnost Yeair!. Jejich stejnojmenná kvadrokoptéra je k vidění na obr. 15. Disponuje čtyřmi vrtulemi, které jsou poháněny čtveřicí elektromotorů (600 W) a dvoudobých motorů (1000 W) dávajících dohromady celkový výkon 6,4 kW. Dron se se závažím o hmotnosti 5 kg dokáže udržet až jednu hodinu ve vzduchu [28].



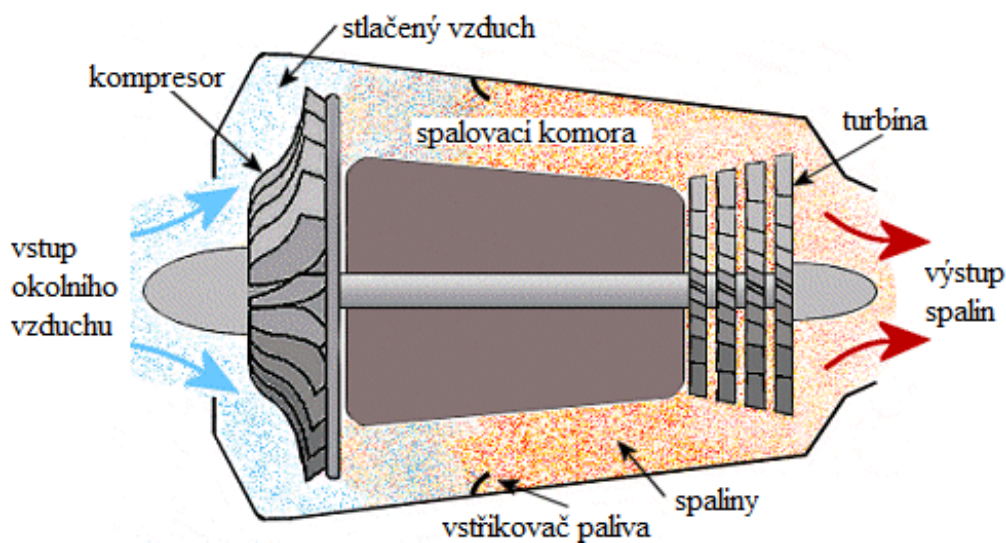
Obr. 15 Hybridní dron Yeair! [28]

2.4 REAKČNÍ TEPELNÉ MOTORY

Jak již bylo řečeno v podkapitole 1.2.2, tahová síla nutná pro pohyb příslušného leteckého prostředku poháněného proudovými motory vzniká urychlováním plynů opačným směrem. Využívá se zde třetí Newtonův pohybový zákon. Nejběžnějším typem reakčního tepelného motoru, resp. proudového motoru je turbokompresorový jednohřídelový motor. Při letu je okolní vzduch nasáván radiálním kompresorem (méně často i axiálním) umístěným v přední části motoru. Stlačený a tím i ohřátý vzduch vstupuje nadále do spalovací komory, kde se mísí s palivem na bázi petroleje. Tato směs paliva je poté zapálena žhavicí svíčkou (podobné těm využívaných u žhavicích motorů). Směs paliva se vznítí a vlivem kuželovitého tvaru komory a skutečnosti, že do spalovací komory přichází kontinuálně nový a nový vzduch, putuje dále směrem k turbíně. Rychlý tok spalin turbínou ji roztočí a ta následně roztočí přes tepelně izolovaný hřídel kompresor. Spaliny na závěr expandují ve výstupní trysce, čímž získají potřebnou kinetickou energii nutnou pro vyvození tahové síly. Schéma jednotlivých částí reakčního tepelného motoru je znázorněno za pomoci obr. 16.

Nevýhodou proudových motorů je nutnost vnějšího spouštění motoru z cizího zdroje. Nejčastěji se tomu děje za pomoci elektromotoru umístěného u turbíny, lze také použít elektrický startér podobný těm využívaných pro spouštění spalovacích motorů. Teprve po naběhnutí na určité otáčky je kompresor schopen dodávat stlačený vzduch.

V odvětví tohoto průmyslu existují i dvouhřídelové turbovrtulové motory. Rozdíl je v tom, že motory disponují dvojicí turbín, kde jedna turbína pohání přes jeden hřídel kompresor a druhá turbína přes druhý hřídel vrtuli umístěnou v přední části před kompresorem. Výsledný tah motoru je dán součtem tahů vrtule a tahu získaného v trysce. Motory se obecně hodí pro malé letové rychlosti, oproti turbokompresorovým motorům pracují efektivněji a s menší spotřebou paliva. Naproti tomu jsou dražší a mají složitější konstrukci.



Obr. 16 Schéma turbokompresorového motoru (převzato a upraveno z [29])

Přestože najdou proudové motory uplatnění spíše v letadlech, je možné narazit i na některé drony poháněné proudovými motory. Jeden takový, od americké společnosti FusionFlight a s typovým označením AB5 JetQuad, je na obr. 17. Dron je vybaven čtveřicí proudových motorů. Maximální celkový výkon je rovných 200 koňských sil, což dronu o pohotovostní hmotnosti 40 kg (22 kg samotný dron, 18 kg palivo) umožňuje doletový čas 15 minut. Není to moc, ale je třeba si uvědomit, že proudové motory umožní dosáhnout rychlosti téměř 500 km·hod⁻¹. Dron se může nad zemí pohybovat jak horizontálně, tak i vertikálně, a to díky naklápěcím tryskám proudových motorů [30].



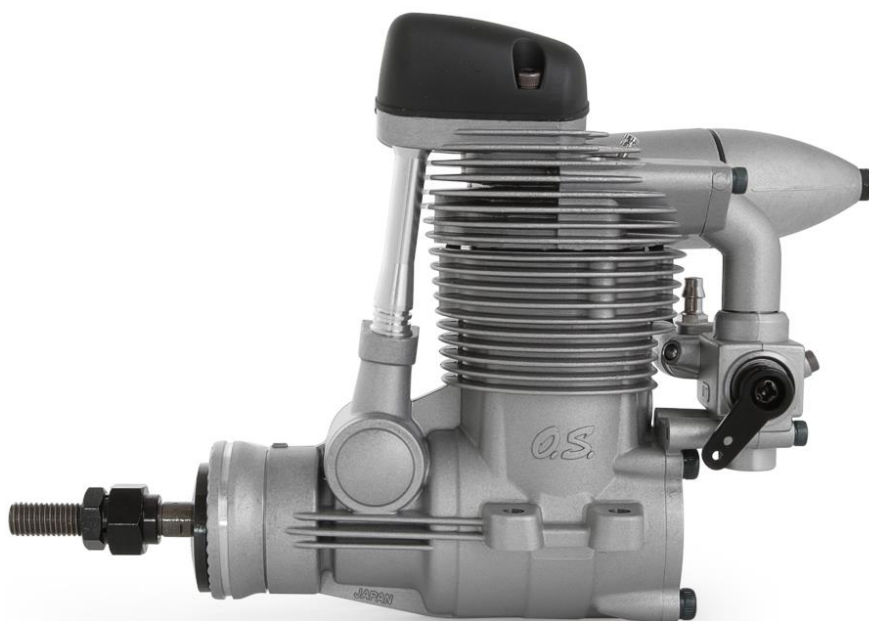
Obr. 17 Dron FusionFlight AB5 JetQuad [30]

3 MATEMATICKÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

Hlavní přínosem této diplomové práce by mělo být zvýšení účinnosti modelářského motoru. K tomu je třeba nejprve sestavit matematický model popisující spalovací motor, resp. jeho efektivní parametry v závislosti na jeho konstrukci a jednotlivé konstrukční uzly se pokusit zoptimalizovat tak, aby spalovací motor pracoval s vyšší efektivitou. Pomocí modelování pracovního oběhu motoru (zpravidla v kvazistatické podobě), založeném na výpočtové simulaci jednotlivých dějů ve válci motoru, lze získat termodynamický výpočet pracovního oběhu vycházející ze zadaných údajů o modelovaném motoru a jeho pracovním režimu (geometrické rozměry, vstupní parametry náplně válce, přívod tepla hořením paliva, ...). Tyto reálné oběhy ve spalovacích motorech mohou být popsány soustavami diferenciálních rovnic, pro které však bohužel neexistuje řešení v uzavřeném tvaru, lze je řešit pouze na základě numerických metod. Řešení rovnic předpokládá znalost průběhu vývinu tepla při hoření paliva a stanovení množství tepla odvedeného stěnami spalovacího prostoru. Tyto dvě skutečnosti je také při vytváření matematického modelu motoru třeba zohlednit.

3.1 SPALOVACÍ MOTOR O.S. MAX FS A-62V

Pro potřeby této diplomové práce byl prostřednictvím Ústavu automobilního a dopravního inženýrství zakoupen čtyřdobý žhavicí modelářský spalovací motor od japonského výrobce O.S. Engines s typovým označením FS A-62V. Bližší pohled na motor je na obr. 18.



Obr. 18 Modelářský motor O.S. MAX FS A-62V [31]

Matematický model motoru bude vytvořen v programu GT-Power. Jedná se o jeden z modulů simulačního softwaru GT-Suite. Jde o integrovanou sadu CAE (computer aided engineering) nástrojů od společnosti Gamma Technologies, Inc. určenou pro návrh a analýzu jednotlivých částí vozidel (motorů, hnacích ústrojí, zavěšení, ...). GT-Power je speciálně navržen pro simulace jednotlivých procesů ve všech typech spalovacích motorů a pro jejich optimalizaci.

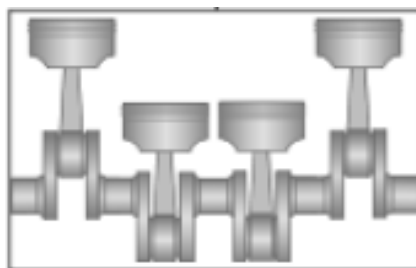
V tab. 2 jsou k nalezení hlavní parametry motoru udávané výrobcem.

Tab. 2 Parametry motoru FS A-62V [31]

Počet válců	1
Zdvihový objem [cm ³]	10,11
Vrtání válce [mm]	25
Zdvih pístu [mm]	20,6
Provozní otáčky [min ⁻¹]	2 400 – 11 000
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	11 000
Maximální výkon [W]	810

3.2 HLAVNÍ PARAMETRY MOTORU

Při tvorbě modelu celého motoru se začíná ikonou klikového hřídele – obr. 19. Stěžejní údaje o motoru se volí v první záložce „Main“. Jde o typ motoru (čtyřdobý) a model třecích ztrát.



Obr. 19 Ikona klikového hřídele

3.2.1 MODEL TŘECÍCH ZTRÁT

Třecí ztráty motoru jsou popsány středním třecím tlakem FMEP (friction mean effective pressure). Ten vyjadřuje rozdíl mezi efektivními a indikovanými parametry motoru. Při tvorbě matematického modelu spalovacího motoru ale obecně informace o třecích ztrátách k dispozici nejsou (u reálného motoru by bylo třeba pomocí indikace změřit indikované parametry a na dynamometru efektivní parametry a vzájemně je porovnat), ztráty se tedy popisují pomocí Chen-Flynnova třecího modelu vyjádřeného rovnicí [32]

$$FMEP = FMEP_{con} + A p_{max} + B c_s + C c_s^2, \quad (1)$$

kde:

$FMEP$	[MPa]	střední třecí tlak,
$FMEP_{con}$	[MPa]	konstantní část z celkového FMEP,
A	[-]	faktor maximálního tlaku ve válci,

B	[MPa·s·m ⁻¹]	faktor střední pístové rychlosti,
C	[MPa·s ² ·m ⁻²]	faktor kvadrátu střední pístové rychlosti,
c_s	[m·s ⁻¹]	střední pístová rychlost,
p_{max}	[MPa]	maximální tlak ve válci.

Pro určení střední pístové rychlosti je možné využít vztah

$$c_s = 2 Z \frac{n}{60}, \quad (2)$$

kde:

Z	[m]	zdvih pístu,
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru.

Příslušné konstanty pro model třecích ztrát byly voleny na základě doporučení manuálu k programu GT-Power – viz obr. 20.

Attribute	Unit	Object Value
Constant part of FMEP	bar	0.4 ...
Peak Cylinder Pressure Factor		0.005 ...
Mean Piston Speed Factor	bar/(m/s)	0.09 ...
Mean Piston Speed Squared Factor	bar/(m/s) ²	9e-4 ...
Engine Speed Upon Entering Friction Transition Band	RPM	def (=2) ...

Obr. 20 Nastavení Chen-Flynnova modelu třecích ztrát

3.2.2 GEOMETRICKÉ ROZMĚRY MOTORU

Další záložka, nacházející se rovněž pod ikonou klikového hřídele, která rovněž významně ovlivní termodynamické výpočty, má název „Cylinder Geometry“. Kromě velikosti vrtání válce a zdvihu pístu (udává výrobce) je zde nutné upřesnit vzdálenost ok ojnice a vzdálenost mezi pístem nacházejícím se v horní úvratí a dosedací plochou hlavy válce, v programu GT-Power označenou jako TDC. Tyto dvě délky byly odměřeny na skutečném motoru, pro úplnou definici všech rozměrů však bylo zapotřebí zjistit hodnotu kompresního poměru daného vztahem

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k}, \quad (3)$$

kde:

ε	[-]	kompresní poměr,
V_z	[cm ³]	zdvihový objem válce,
V_k	[cm ³]	kompresní objem.

Pro zdvihový objem válce platí vztah

$$V_z = \frac{\pi D^2}{4} Z, \quad (4)$$

kde:

D [cm] vrtání válce,
 Z [cm] zdvih pístu.

Kompresní objem tvoří z části horní prostor válce motoru (o výšce TDC) a z části spalovací prostor v hlavě válce. Vzhledem ke složitosti tvaru spalovacího prostoru v hlavě válce by bylo ke stanovení velikosti tohoto zaujímaného objemu zapotřebí získat buď od výrobce, nebo za pomoci reverzního inženýrství exaktní CAD (computer aided design) model hlavy válce a z něho odečíst požadovanou velikost objemu. Jednodušší cestou se na základě zdroje [33] postupovalo tak, že se do hlavy válce zakoupeného motoru nalila až po okraj lihová směs a následně byl změřen objem této směsi.

Attribute	Unit	Object Value
Bore	mm	25 ...
Stroke	mm	20.6 ...
Connecting Rod Length	mm	31 ...
Compression Ratio		9.04 ...
TDC Clearance Height	mm	1.4 ...

Obr. 21 Nastavení v záložce „Cylinder Geometry“

Poslední neméně důležitá vlastnost, která se využívá pro výpočty objemové účinnosti, se skrývá pod záložkou „RLT Norms“ – zde se zadávají okrajové podmínky, viz podkapitola 3.8.

3.3 VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Ikona válcové jednotky (viz obr. 22) v sobě skrývá dvě velice důležitá nastavení, a to model přestupu tepla ve válci a přívod tepla hořením. Kromě toho se zde opět zadávají okrajové podmínky a nakonec teploty stěn hlavy válce, pístu a vložky válce.



Obr. 22 Ikona válcové jednotky

3.3.1 MODEL PŘESTUPU TEPLA VE VÁLCI

Mechanismus odvádění tepla stěnami spalovacího prostoru spočívá v nucené konvekci tepla mezi plynem ve válci a stěnami spalovacího prostoru. Toto teplo je dále vedeno samotnými stěnami a konvekcí odváděno do chladicího média motoru. Tepelný tok je závislý na fázi pracovního oběhu (tj. v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele) a rovněž na konkrétním místě povrchu pracovního prostoru válce. Při sání a na počátku komprese má plyn ve válci nízkou teplotu, což má za následek jeho ohřev od stěn válce. To je nevýhodné jak z hlediska plnicí účinnosti, tak i tím, že s jeho rostoucí teplotou se zmenšuje velikost kladné práce v p-V

diagramu. Při vyšších teplotách plynu naopak přechází část jeho tepla do stěn válce, což vede ke snížení termické účinnosti oběhu.

Nutno podotknout, že se při výpočtech neuvažuje vliv záření, které u zážehových motorů tvoří pouze velmi malý zlomek z celkového odvedeného tepla. Mechanismus odvodu tepla zářením se při výpočtech uvažuje zpravidla jen u motorů vznětových.

Množství tepla, které se konvekcí předává stěnám pracovního prostoru, je dáno Newtonovým ochlazovacím zákonem

$$\dot{Q} = S \alpha (T_w - T_\infty), \quad (5)$$

kde:

\dot{Q}	[W]	tepelné ztráty,
S	[m ²]	okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru válce,
α	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla,
T_w	[K]	teplota povrchu pracovního prostoru válce,
T_∞	[K]	teplota směsi ve válci.

Nejproblematictější veličinou ve vztahu (5) je součinitel přestupu tepla. Ten je funkcí mnoha proměnných a je závislý zejména na okamžitém stavu plynu ve válci. Obecně se také předpokládá, že součinitel přestupu tepla nabývá rozdílných hodnot v různých místech povrchu pracovního prostoru, proto by se celkový tepelný tok měl správně stanovit integrací, což by bylo vzhledem ke složitosti tvarů spalovacích prostorů velice problematické. Proto se v 2. pol. 20. století přistoupilo na jakousi střední hodnotu součinitele přestupu tepla pro celý pracovní prostor válce. Proslavil se jí prof. Woschni, proto je po něm pojmenován i velice často používaný model přestupu tepla. Woschniho základní vztah má tedy tvar [34]

$$\alpha = C_w D^{m_w - 1} p^{m_w} T^{0,75 - 1,62 m_w} w^{m_w}, \quad (6)$$

kde:

C_w	[-]	konstanta příslušící Woschniho vztahu,
D	[m]	vrtání válce,
p	[Pa]	okamžitý tlak směsi ve válci,
T	[K]	teplota směsi ve válci,
w	[m·s ⁻¹]	střední rychlost proudění,
m_w	[-]	experimentálně stanovený exponent.

Pro konstanty uvedené výše platí [34]:

$$m_w = 0,8, \\ C_w = 0,013.$$

Střední rychlost proudění plynu ve válci je dána jak samotným pohybem pístu, tak i procesem hoření paliva [34]

$$w = C_1 c_s + C_2 \frac{V_z T_{1w}}{p_{1w} V_{1w}} (p - p_0), \quad (7)$$

kde:

C_1	[-]	konstanta zohledňující aktuální fázi pracovního oběhu,
C_2	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	konstanta zohledňující typ motoru,
T_{1w}	[K]	teplota směsi na počátku komprese,
p_{1w}	[Pa]	tlak směsi na počátku komprese,
V_{1w}	$[\text{cm}^3]$	objem směsi na počátku komprese,
p_0	[Pa]	okamžitý tlak ve válci bez hoření směsi.

Pro konstanty uvedené výše platí [34]:

$C_1 = 2,28$, $C_2 = 0$	při kompresi,
$C_1 = 2,28$, $C_2 = 0,00324$	při spalování paliva,
$C_1 = 6,18$, $C_2 = 0$	při výměně náplně válce.

V prostředí GT-Power byl zvolen model přestupu tepla Woschni GT. Ten vychází z klasického Woschniho modelu a zpřesňuje jej v oblasti výměně náplně motoru, kdy upravuje součinitele přestupu tepla, které jsou zvýšeny vlivem proudění čerstvé směsi sacími kanály a také zpětným tokem spalín výfukovými kanály [32].

	Attribute	Object Value
	Heat Transfer Model	WoschniGT
<input checked="" type="radio"/>	Overall Convection Multiplier	2 ...
<input type="radio"/>	Individual Convection Multipliers	
	Head/Bore Area Ratio	1.15 ...
	Piston/Bore Area Ratio	1 ...
	Radiation Multiplier	ign ...
	Convection Temperature Evaluation	hybrid
	Low Speed Heat Transfer Enhancement for Woschni* Models	<input checked="" type="checkbox"/>

Obr. 23 Nastavení Woschniho modelu přestupu tepla ve válci

Jak je vidět z obr. 23 i z rovnice (5), přestup tepla ve válci závisí na velikosti povrchu pracovního prostoru. Program GT-Power v tomto směru počítá s poměrnými veličinami povrchů, které jsou vždy vztaženy k obsahu příčného průřezu válce. Velikost poměru „Piston/Bore Area Ratio“ byla zadána jako jedna, protože píst motoru FS A-62V má rovné dno. Komplikovanější je již určení poměru „Head/Bore Area Ratio“, k jehož exaktní hodnotě by bylo třeba určit velikost povrchu spalovacího prostoru. S tímto nedostatkem úzce souvisí i druhá neznámá, což jsou teploty stěn dílů motoru (viz obr. 24). Tyto teploty nebylo možné vzhledem k rozměrové třídě motoru dostupnými prostředky přímo změřit, a proto byly pro zjednodušení použity stejné teploty jako při tvorbě matematického modelu spalovacího motoru v rámci předmětu Semestrální projekt.

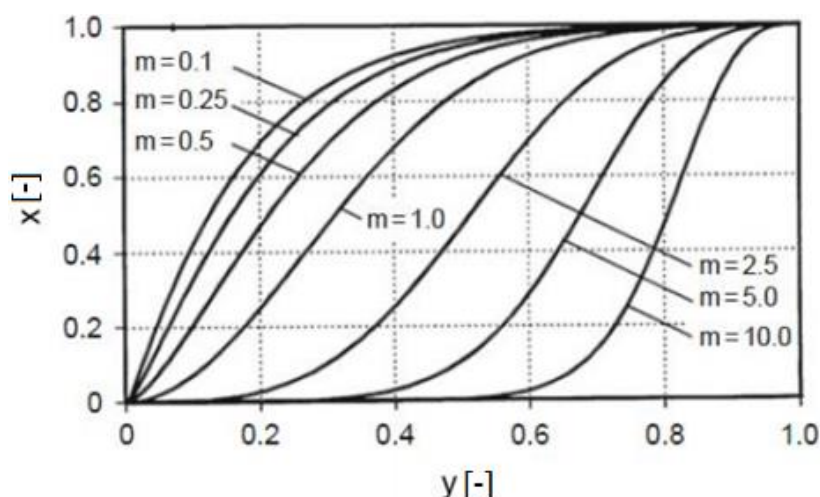
Dva výše uvedené nedostatky mohou zpochybnit model přestupu tepla a tím zkreslit matematický model motoru. Ke korekci byl použit parametr „Overall Convection Multiplier“, který byl po celkovém sestavení matematického modelu zadán jako proměnná veličina a pomocí nástrojů optimalizace navolen tak, aby motor dosáhl při jmenovitých otáčkách efektivního výkonu udávaného výrobcem.

Attribute	Unit	Object Value
Head Temperature	K	550 ...
Piston Temperature	K	590 ...
Cylinder Temperature	K	450 ...

Obr. 24 Teploty stěn jednotlivých součástí motoru

3.3.2 MODEL HOŘENÍ PALIVA

Aby došlo ve spalovacím motoru k přeměně energie obsažené v palivu na tepelnou energii, je zapotřebí, aby palivo za určitý čas a s určitým průběhem shořelo. Proces hoření je jedním z nejsložitějších jevů v obězích spalovacích motorů, který probíhá za rychle se měnících podmínek teploty a tlaku. Doba a průběh hoření paliva ovlivňují charakteristiky motoru. Na hoření paliva mají podstatný vliv vlastnosti paliva, způsob tvorby palivové směsi a také tlak a teplota v pracovním prostoru válce. Pro matematické modelování termodynamiky spalovacího motoru se průběh hoření aproximuje příívodem tepla do oběhu, kde se nejčastěji uplatňuje Vibeho model hoření. Typický průběh funkce simulující hoření paliva podle Vibeho, v závislosti na parametru hoření m , znázorňuje obr. 25.



Obr. 25 Bezrozměrná funkce hoření paliva podle Vibeho [35]

Bezrozměrná funkce popisující Vibeho model hoření má tvar [34]

$$x = 1 - e^{-a y^{m+1}}, \quad (8)$$

kde:

x	[-]	poměr spáleného paliva,
y	[-]	poměrná doba spalování,
a	[-]	podíl nespáleného paliva ve válci,
m	[-]	parametr charakteristiky hoření.

Rovnice (8) nepopisuje skutečné množství spáleného paliva, ale pouze spálený podíl z celkového množství paliva v závislosti na časovém podílu z celkové doby hoření paliva, proto jsou obě strany rovnice bezrozměrné. Pro bezrozměrné veličiny ze vztahu (8) platí [34]

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B}, \quad (9)$$

$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H}, \quad (10)$$

kde:

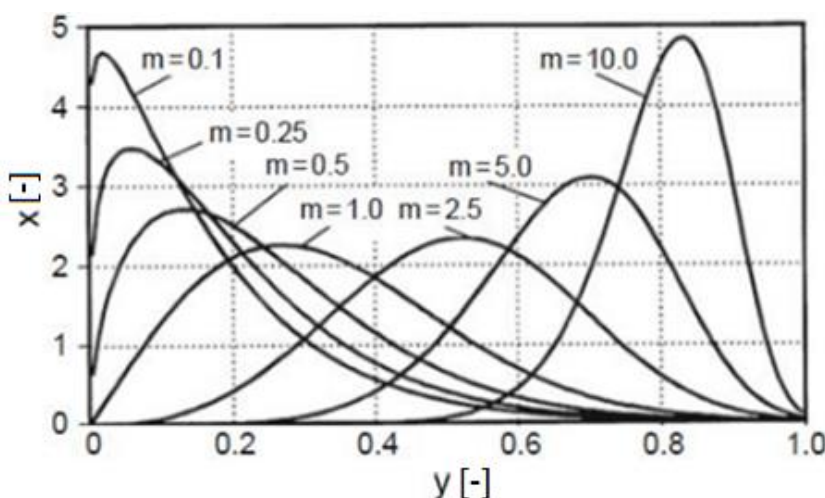
$m_B(\varphi)$	[kg]	hmotnost paliva, které shořelo za uplynulý čas $t(\varphi)$,
m_B	[kg]	celková hmotnost paliva, které shořelo během celkové doby hoření t_H ,
$t(\varphi)$	[s]	uplynulý čas z celkové doby hoření paliva,
t_H	[s]	celková doba hoření paliva.

Počátek hoření je dán hodnotami $x = 0$ a také $y = 0$. Konec hoření pak hodnotou $y = 1$. Podíl spáleného paliva je z jeho celkového přivedeného množství na konci hoření dán vztahem

$$x = 1 - e^{-a}, \quad (11)$$

kde hodnota x zde představuje velikost chemické účinnosti spalování η_{ch} . Pokud provedeme derivaci funkce (8) podle proměnné y , obdržíme míru intenzity hoření v daném okamžiku. Platí pak [34]

$$\frac{dx}{dy} = a(m+1)y^m e^{-a y^{m+1}}. \quad (12)$$



Obr. 26 Intenzita hoření paliva podle Vibeho [35]

➤ volba doby hoření

Jak již bylo zmíněno, tak průběh hoření má vliv na charakteristiku motoru, zejména průběh spalovacích tlaků, teplot a tím i indikovanou účinnost a střední indikovaný tlak. Z obrázků 25 a 26 je patrné, že průběh a intenzita hoření se dají velice rozmanitě modifikovat volbou parametru charakteristiky hoření m . Malá hodnota tohoto parametru znamená, že značná část paliva shoří již během začátku celého průběhu a hoření pak bude již jen pomalu doznívat. Naproti tomu velká hodnota parametru m značí pozvolný začátek hoření paliva a shoření převážné většiny přivedeného paliva na konci průběhu (vyšší průtah vznícení). Tato volba však nesmí být libovolná, ale v souladu s dobou hoření. To vyplývá ze zákonů kinetiky hoření. Pro

vyšší doby hoření se se zmenšujícími se hodnotami m zlepšuje mechanická účinnost, kratší doby hoření naopak nejsou až tak výrazně ovlivněny velikostí parametru m .

Hodnoty parametru charakteristiky hoření m byly stanoveny experimentálně a jsou závislé na druhu paliva. Totéž platí i pro podíl nespáleného paliva ve válci a viz tab. 3.

Tab. 3 Součinitelé ovlivňující Vibeho model hoření [32]

Druh paliva	Parametr charakteristiky hoření [-]	Podíl nespáleného paliva ve válci [-]
Benzín	2	10
Motorová nafta	0,5	6,9
Metan	2,2	5
Metanol	2	10

V programu GT-Power se definuje pouze parametr m , konkrétní hodnota byla převzata z tab. 3 pro metanolové palivo. Podíl nespáleného paliva ve válci si program dopočítává na základě údajů o době hoření a poměrech spáleného paliva.

➤ volba doby hoření

Kratší doba hoření paliva vede k nárůstu spalovacích tlaků a teplot. To je na jednu stranu přínosné, protože získáme vyšší střední indikovaný tlak. Na straně druhé dojde ke zvýšenému namáhání motoru a tvrdosti chodu. Program GT-Power však nepracuje s dobou hoření, nýbrž s úhlem otočení klikového hřídele, během kterého dojde ke spálení paliva. Protože je pro zážehový motor velice obtížné stanovit absolutní počátek hoření (a k němu odpovídající úhel natočení klikového hřídele) a bod, v němž shořelo všechno palivo (a rovněž odpovídající úhel), pracuje se s úhlem natočení klikového hřídele od okamžiku, kdy je spáleno 10 % paliva do okamžiku, kdy je spáleno 90 % paliva. Pro vyšší otáčky motoru se úhel zvyšuje. To je dáno skutečností, že při předpokladu konstantního plnění motoru a konstantního součinitele přebytku vzduchu se rychlost hoření nemění. Vyšší otáčky motoru znamenají kratší čas potřebný pro spálení paliva, protože je úhel natočení klikového hřídele, během něhož palivo hoří, delší.

Doba hoření byla v GT-Poweru zadána formou tabulky jako funkce otáček klikového hřídele. Skutečná doba hoření není u zkoumaného motoru známa, proto byly hodnoty převzaty z tvorby matematického modelu v rámci předmětu Semestrální projekt.

➤ volba polohy těžiště hoření

Pro optimální přeměnu energie ve spalovacím motoru je také nutné stanovit správnou polohu těžiště hoření, tedy úhel natočení klikového hřídele, kdy je spáleno přesně 50 % paliva. Tato hodnota významně souvisí s volbou parametru charakteristiky hoření m . V případech, kdy je vývin tepla převážně koncentrován do počátku hoření (malé hodnoty m), je vhodnější posunout těžiště hoření dál od horní úvratě. Naopak při velkém průtahu vznícení je nezbytné navrhnout polohu těžiště co nejblíže k horní úvratě, jinak se vývin tepla posouvá příliš do expanzního zdvihu, což má následek nízké spalovací tlaky ve válci a nižší indikovanou účinnost oběhu.

Těžiště hoření úzce souvisí s velikostí předstihu zážehu motoru, který je však u žhavicího motoru velmi obtížný zanalyzovat. Jelikož motor v podstatě nedisponuje žádným zapalováním, nenabízí tedy ani žádnou možnost regulace velikosti předstihu. Z těchto důvodů byla pro usnadnění poloha těžiště hoření v závislosti na otáčkách motoru opět přejata z tvorby matematického modelu spalovacího motoru v rámci předmětu Semestrální projekt.

3.4 SACÍ SYSTÉM MOTORU

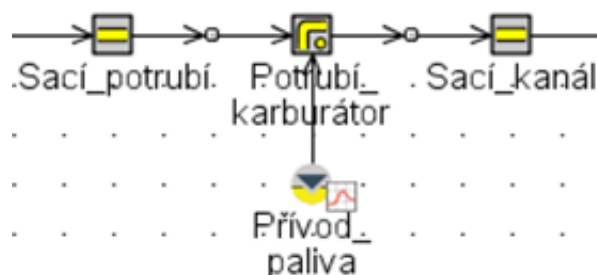
Sací systém zkoumaného motoru O.S. MAX se od sacího systému běžného vozidlového motoru poněkud odlišuje, je totiž výrazně jednodušší a skládá se z méně součástí. Vzduch je nasáván velice krátkým potrubím do karburátoru. Motor pro tvorbu a dávkování směsi využívá dvoujehlový otočný soudkový karburátor. K regulaci procházejícího množství vzduchu slouží otočný soudek v karburátoru, který se zároveň při otáčení kolem své osy axiálně posouvá, čímž dochází k uzavírání trysky pomocí volnoběžné jehly. K regulaci množství paliva slouží již zmíněné dvě jehly. Volnoběžná jehla slouží pro nastavení bohatosti směsi při volnoběžných, resp. nízkých otáčkách a hlavní jehla pro nastavení směsi při vysokých otáčkách. Motor tak lépe pracuje v celém rozsahu otáček a má lepší odezvu na přidávání plynu.

Přes karburátor vstupuje palivová směs do spojovacího ohnutého potrubí, které má na svém konci přírubu, pomocí níž se potrubí společně s karburátorem připevňuje k hlavě válce. Sací trakt je zakončen jedním sacím kanálem.

3.4.1 SACÍ POTRUBÍ

Sací systém motoru je modelován prostřednictvím tří částí (viz obr. 27). Jedná se o sací potrubí před karburátorem, spojovací potrubí mezi karburátorem a hlavou válce a sací kanál. Z knihovny GT-Poweru byl využit prvek „PipeRound“. U každé části sacího systému byly změřeny její rozměry, tj. průměr, délka a příp. poloměr zaoblení. Povrch vnitřních stěn potrubí byl uvažován jako hladký.

Pro výpočty plnicí účinnosti je zapotřebí zvážit teploty stěn jednotlivých potrubních prvků. Jak již bylo řečeno v podkapitole 3.3.1, tak měření teplot jednotlivých komponent spalovacího motoru v této rozměrové kategorii je vysoce problematické. Teplota stěny sacího potrubí (před karburátorem) byla převzata z okrajových podmínek. Spojovací potrubí se nachází v těsné blízkosti válce motoru, a tak byla teplota jeho stěn navýšena o 50 °C a teplota stěn sacího kanálu byla s uvažováním vysokých teplot hlavy válce volena o 50 °C menší, než je teplota povrchu hlavy válce (viz obr. 24).



Obr. 27 Model sacího systému motoru

3.4.2 PŘÍVOD PALIVA

Manuál k programu GT-Power doporučuje při modelování tvorby palivové směsi v karburátoru pro přívod paliva použít prvek „InjAF-RatioConn“. Nastavení tohoto prvku je zřejmé z obr. 28. Specifikuje se zde součinitel přebytku vzduchu, teplota přiváděného paliva a samozřejmě druh paliva samotného. GT-Power nabízí celou řadu předdefinovaných knihoven obsahujících různé typy paliv. Pro modelářské motory je přímo doporučena knihovna „FluidLiqIncompress“, ze které bylo použito palivo „methanol-combust“. Teplota paliva byla přejata z okrajových podmínek a volena byla stechiometrická směs. Pro zpřesnění matematického modelu je možné zadat přesné umístění vstřikovače, resp. trysky. Hodnota 0,5 znamená, že palivo jdoucí z trysky je lokalizováno do středu potrubí.

Attribute	Unit	Object Value
Injector Location (Pipes only)		0.5 ...
Fuel Ratio Specification		Air-to-Fuel ▼
Fuel Ratio		6.5 ...
Injected Fluid Temperature	C ▼	22 ...
Fluid Object		methanol-combust ...
Vaporized Fluid Fraction		ign ...

Obr. 28 Nastavení přívodu paliva

3.5 VÝFUKOVÝ SYSTÉM MOTORU

Výfukový systém motoru tvoří výfukový kanál, ke kterému je přišroubováno krátké potrubí spojující kanál a výfukový tlumič. Matematický model je opět vytvořen z prvků „PipeRound“. Veškerá geometrie byla opět změřena na reálné výfukové soustavě a povrch stěn všech potrubí byl pro jednoduchost uvažován jako hladký.



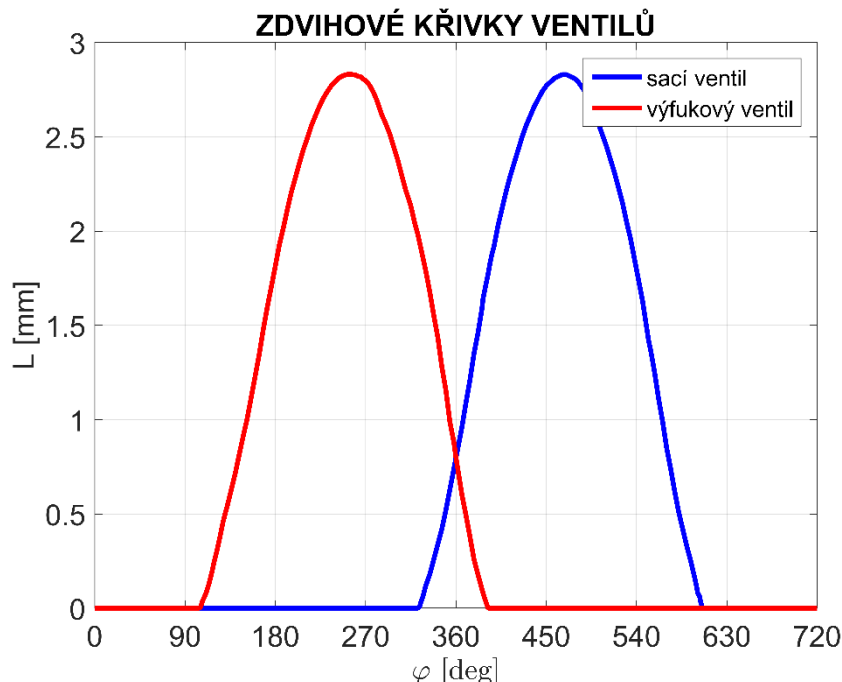
Obr. 29 Model výfukového systému motoru

Aby bylo možné nasimulovat postupné ochlazování spalín procházejících výfukovým systémem, byla teplota stěny výfukového kanálu volena o 50 °C menší, než je teplota povrchu hlavy válce a teploty obou následujících prvků byly postupně sníženy rovněž o 50 °C.

3.6 ZDVIHOVÉ KŘIVKY VENTILŮ

GT-Power vyžaduje exaktně znát polohu, resp. zdvih sacího a výfukového ventilu v každém úhlu natočení klikového, příp. vačkového hřídele. Analyzovaný motor disponuje rozvodem OHV se dvěma ventily na válec. Vačkový hřídel je umístěn mimoběžně vzhledem ke klikovému a je poháněn šnekovým soukolím při převodovém poměru 2 : 1. Prostřednictvím dvou vaček přenáší pohyb na zdvihátka a dále na zdvihací tyčky, které za pomoci dvou vahadel ovládají sací a výfukový ventil. Pro získání přesného průběhu zdvihu obou ventilů v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele se na základě zdroje [33] postupovalo tak, že se při postupném pootáčení klikového hřídele měřil pomocí digitálního mikrometru s dlouhým hrotem aktuální

zdvih daného ventilu. Znalost okamžité polohy klikového hřídele a dosažení stejného úhlového přírůstku při protáčení motoru byly zabezpečeny pomocí zvlášť vyrobeného kola s výstupky a označením horní úvratě.



Obr. 30 Výsledné profily zdvihových křivek ventilů

Z obr. 30 vyplývá, že maximální zdvih obou ventilů činí 2,8 mm. Rovněž je patrné relativně menší překrytí ventilů a pozdní zavření sacího ventilu, z čehož lze usuzovat, že motor bude provozován nejčastěji ve vysokých otáčkách. Důvodem je využití kinetické energie nasávané směsi pro zvýšení plnicí účinnosti motoru.

3.7 PRŮTOKOVÉ SOUČiniteLE SACÍHO A VÝFUKOVÉHO KANÁLU

Průtokový součinitel daného kanálu zjednodušeně vyjadřuje, kolik vzduchu, resp. směsi (hmotnostně) jím při určitém zdvihu ventilu dokáže proudit do válce, příp. ven z válce vůči tomu, kolik by jí proudilo teoreticky. Na velikost součinitele má hlavní vliv konstrukce daného kanálu. Dále pak samotný ventil, jeho geometrie a poloha vůči stěně válce a rovněž jeho sedlo a vodítko. U sacích ventilů platí, že jejich průtokový součinitel výrazně ovlivňuje plnicí účinnost. Proto bude jeden z cílů této diplomové práce zvednout účinnost naplnění válce zvýšením průtokových součinitelů. Průtokový součinitel je bezrozměrná veličina definována vztahem [32]

$$CF = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor}}, \quad (13)$$

kde:

CF	[-]	průtokový součinitel,
\dot{m}_{skut}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	skutečný hmotnostní průtok vzduchu,
\dot{m}_{teor}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	teoretický hmotnostní průtok vzduchu.

Jmenovatel zlomku v rovnici (13) vyjadřuje teoretické množství směsi dopravené do válce, které je dáno průřezem průtočné plochy v sedle ventilu a tlakovým spádem mezi vnějším prostředím a válcem za předpokladu adiabatického proudění tekutiny tryskou. Jeho velikost lze určit z fyzikálních rovnic popisujících proudění, konkrétně zákona zachování hmotnosti [36]

$$\dot{m}_{teor} = S_{out} \sqrt{2 p_{0,in} \rho_{0,in}} \psi, \quad (14)$$

kde:

S_{out}	[m ²]	průtočná plocha ventilu,
$p_{0,in}$	[Pa]	totální tlak plynu na vstupu,
$\rho_{0,in}$	[kg·m ⁻³]	totální hustota plynu na vstupu,
ψ	[-]	výtoková funkce.

Průtočná plocha ventilu je definována rovnicí

$$S_{out} = \frac{\pi d_v^2}{4}, \quad (15)$$

kde:

d_v [m] vnitřní průměr v sedle ventilu.

Vnitřní průměr v sedle sacího i výfukové ventilu motoru FS A-62V činí 9,55 mm.

Některé literatury vztahují průtočnou plochu na mezeru mezi ventilem a sedlem ventilu

$$S_{out,mod} = \pi d_v L, \quad (16)$$

kde:

$S_{out,mod}$	[m ²]	modifikovaná průtočná plocha ventilu,
L	[m]	zdvih ventilu,

průtočná plocha pak má tvar pláště válce o výšce odpovídající aktuálnímu zdvihu ventilu. S využitím této modifikované průtočné plochy pak pozměněný průtokový koeficient lépe reflektuje omezení průtoku při malých zdvizech ventilu, kdy je průtok pracovního média ovlivněn geometrií sedla ventilu. Mezi oběma průtočnými plochami existuje vztah označovaný jako uzavírací číslo kanálu

$$\sigma = \frac{S_{out,mod}}{S_{out}}, \quad (17)$$

kde:

σ [-] uzavírací číslo kanálu,

kteří uvažuje vliv škrcení proudu nasávaného média v mezeře mezi ventilem a ventilovým sedlem.

Pro výtokovou funkci uvedenou v rovnici (14) platí [36]

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\beta^{\frac{2}{\kappa}} - \beta^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)}, \quad (18)$$

kde:

β [-] tlakový poměr,
 κ [-] Poissonova konstanta.

Tlakový poměr je dán vztahem

$$\beta = \frac{p_{out}}{p_{0,in}}, \quad (19)$$

kde:

p_{out} [Pa] statický tlak plynu na výstupu.

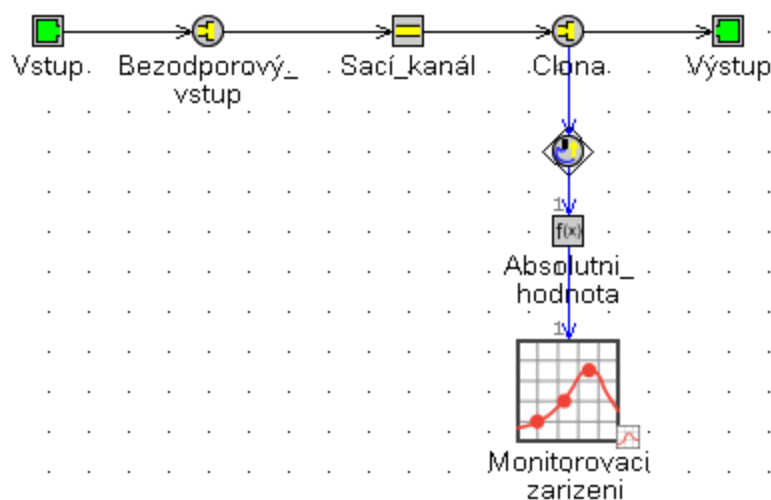
Mezi totálními veličinami na vstupu a statickými veličinami na výstupu existuje závislost, kterou lze odvodit ze základní rovnice popisující adiabatický děj

$$p_{0,in} = p_{out} \left(\frac{\rho_{0,in}}{\rho_{out}} \right)^{\kappa}, \quad (20)$$

kde:

ρ_{out} [kg·m⁻³] statická hustota plynu na výstupu.

Průtokové součinitele by bylo možné stanovit na základě rovnice (13), tedy jmenovatel zlomku určit s využitím rovnice (14) a skutečný průtok v závislosti na zdvihu ventilu změřit. Ústav automobilního a dopravního inženýrství je pro tyto účely vybaven profukovací stanicí SuperFlow SF-260. Existuje však jiná cesta, a to vytvořit v GT-Poweru matematický model simulující proudění a pomocí nástrojů optimalizace najít průtokové součinitele tak, aby odpovídaly objemovým průtokům naměřeným na zařízení SF-260.



Obr. 31 Matematický model simulující proudění potrubím

Pro tyto účely byl opět díky podnětu zdroje [33] vyroben měřicí přípravek, který umožnil hlavu válce motoru FS A-62V změřit na profukovací stanici SF-260. Dále bylo třeba zajistit správné utěsnění a přesné odměření zdvihu příslušného ventilu. Byly provedeny celkem dvě měření pro sací a dvě měření pro výfukový kanál, a to v dopředném a zpětném směru. Měření zpětného toku daným kanálem slouží pro popis proudění v opačném směru, např. při vytlačování směsi pístem zpět do sání. Dostupnými prostředky není možno nasimulovat exaktně podtlak vytvořený pístem, a proto všechna měření probíhala při přesně daném tlakovém spádu 5 kPa. Měření bylo získáno průtočné množství vzduchu pro sací a výfukový kanál, a to v obou směrech proudění a pro zdvih ventilu od 0 do 3,5 mm, přičemž přírůstek zdvihu činil 0,5 mm.

Matematický model simulující proudění potrubím ilustruje obr. 31. Základem je prvek reprezentující samotný kanál převzatý z matematického modelu motoru. Na něj navazuje prvek „OrificeConn“ umožňující nastavovat průtokové součinitele a tím korigovat skutečné průtočné množství. Tento prvek nám reprezentuje jakousi clonu, která stejně jako reálný kanál seškrtí průtok pracovního média. Průtokové součinitele zde byly zadány jako proměnné veličiny. Prvek „OrificeConn“ je umístěn i před samotný kanál a díky němu se simuluje vstup pracovního média bez hydraulických odporů nastavením průtokových součinitelů v obou směrech na hodnotu rovnu jedné. Pro úplnost byly do matematického modelu začleněny okrajové podmínky, ty zahrnují identifikaci pracovního média a definici teploty – ta se při každé optimalizaci shodovala s teplotou naměřenou při měření průtoku na reálné hlavě válce. Na vstupu a na výstupu byl nakonec určen absolutní tlak, který se v rozdílu liší právě o již zmiňovaný tlakový spád.

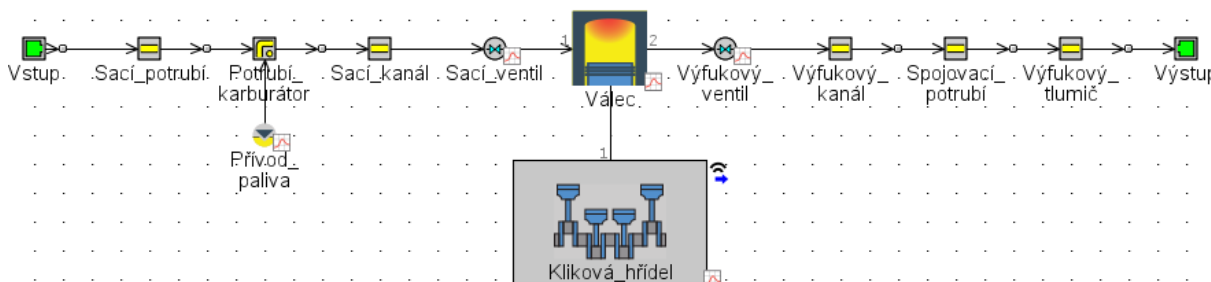
Za pomoci nástrojů optimalizace byly hledány průtokové součinitele pro daný směr toku (dáno rozdílem tlaků) v závislosti na zdvihu ventilu, resp. naměřeném objemovém průtoku – ten byl do matematického modelu zakomponován prostřednictvím senzoru. Analogicky se postupovalo i v případě výfukového kanálu. Výsledné hodnoty lze nalézt v tab. 4. Nejedná se o nikterak velká čísla, z čehož lze usuzovat, že potenciál hlavy válce lze dále rozšiřovat.

Tab. 4 Průtokové součinitele sacího a výfukového kanálu

Zdvih ventilu [mm]	Průtokový součinitel sacího kanálu		Průtokový součinitel výfukového kanálu	
	Dopředný tok	Zpětný tok	Dopředný tok	Zpětný tok
0,5	0,1163	0,1214	0,1213	0,1167
1	0,2331	0,2277	0,2275	0,2486
1,5	0,2915	0,2734	0,3188	0,3513
2	0,3207	0,3038	0,3645	0,3951
2,5	0,3351	0,3344	0,3798	0,4095
3	0,335	0,3496	0,4103	0,4241
3,5	0,3349	0,3801	0,4256	0,4238

3.8 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

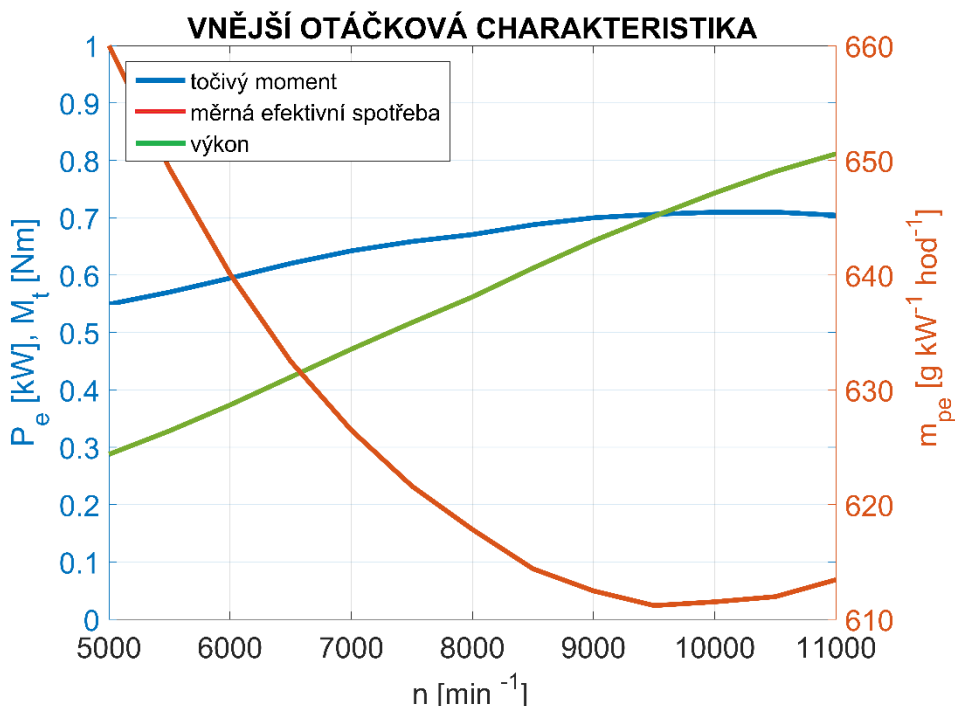
Úplné doplnění všech potřebných veličin je zajištěno okrajovými podmínkami. Jako okolní médium byl uvažován vzduch s teplotou 22 °C. Na vstupu byl zadán atmosférický tlak okolního prostředí, na výstupu byl tlak zvýšen o 5 kPa, čímž se simuluje odpor spalin při průchodu výfukovým systémem.



Obr. 32 Matematický model spalovacího motoru FS A-62V

3.9 VÝSLEDKY TERMODYNAMICKÝCH SIMULACÍ

Výsledek termodynamických simulací je reprezentován vnější otáčkovou charakteristikou. Jelikož se předpokládá provoz spalovacího motoru ve vysokých otáčkách, otáčkové spektrum celé simulace leží v rozmezí otáček 5000 až 11 000 min⁻¹. Simulace byla rozdělena do 13 výpočtů s otáčkovým krokem 500 min⁻¹, který dostatečně vystihne charakteristiku motoru. Z obr. 33 je patrný téměř lineární nárůst efektivního výkonu a velice pozvolný nárůst točivého momentu. Měrná efektivní spotřeba paliva dosahuje vysokých hodnot, což je dáno nízkým stechiometrickým poměrem použitého metanolového paliva.



Obr. 33 Vnější otáčková charakteristika motoru FS A-62V

4 MOŽNOSTI ZVÝŠENÍ ÚČINNOSTI SPALOVACÍHO MOTORU

Analýza způsobů, kterými lze zvyšovat účinnost spalovacího motoru FS A-62V, začíná u definice jednotlivých typů účinností, které efektivní parametry spalovacích motorů ovlivňují.

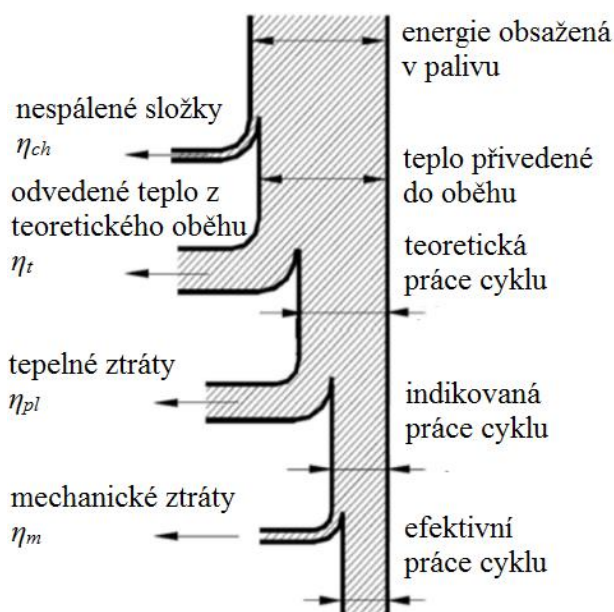
4.1 CELKOVÁ ÚČINNOST

Všechny vstupující účinnosti lze charakterizovat jednou celkovou účinností, která zahrnuje všechny ztráty motoru při transformaci energie obsažené v palivu na mechanický výkon. Tyto ztráty jsou znázorněny na obr. 34. Celkovou účinnost pak udává prostý součin

$$\eta_c = \eta_{ch} \eta_t \eta_{pl} \eta_m, \quad (21)$$

kde:

η_c	[-]	celková účinnost,
η_t	[-]	termická účinnost,
η_{pl}	[-]	stupeň plnosti diagramu,
η_m	[-]	mechanická účinnost.



Obr. 34 Energetická bilance spalovacího motoru (převzato a upraveno z [36])

4.2 CHEMICKÁ ÚČINNOST SPALOVÁNÍ

O chemické účinnosti spalování již proběhla krátká zmínka v podkapitole 3.3.2. Jak bylo již naznačeno, vyjadřuje dokonalost spálení přivedeného paliva. Ovlivňuje ji zatížení motoru, způsob tvorby směsi, součinitel přebytku vzduchu a případné disociace při spalování paliva. Vztah pro výpočet chemické účinnosti spalování je

$$\eta_{ch} = \frac{Q_d}{Q_p} = \frac{Q_p - Q_{ns}}{Q_p}, \quad (22)$$

kde:

Q_d	[J]	teplo přivedené do oběhu,
Q_p	[J]	energie obsažená v palivu,
Q_{ns}	[J]	tepelné ztráty vzniklé nedokonalým spalováním.

Dosažení vysoké chemické účinnosti zajistí přívod dostatečného množství vzduchu do směsi, její dobré promísení a rychlé spálení. Pak se účinnost blíží k jedné. Účelné je vhodně navrhnout sací systém motoru pro vznik proudů ve válci a vytvořit vhodný tvar spalovacího prostoru.

4.3 TERMICKÁ ÚČINNOST

K získání mechanické práce je nezbytný tepelný spád, část přivedeného tepla do oběhu se vždy podle 2. termodynamického zákona odvede jako nevyužitá. Tato ztráta je dána druhem pracovního oběhu a vyjadřuje se termickou účinností. Platí

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_d} = \frac{Q_d - Q_o}{Q_d}, \quad (23)$$

kde:

W_t	[J]	teoretická práce cyklu,
Q_o	[J]	odvedené teplo z oběhu.

Maximum teoretické práce cyklu se při pevně zvoleném kompresním poměru získá izochorickým přívodem tepla do oběhu. Na tomto předpokladu je postaven ideální Ottův oběh zážehového motoru, pro jehož termickou účinnost můžeme definovat vztah

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (24)$$

Z rovnice (24) je patrné, že termickou účinnost, resp. efektivní parametry zkoumaného motoru lze zvyšovat s rostoucím kompresním poměrem ε . Zde se však o slovo hlásí hned dva problémy. Pokud budeme zvyšovat kompresní poměr, budou nám narůstat spalovací teploty a tlaky. To bude mít za následek snížení mechanické účinnosti a hlavně nebezpečí vzniku detonačního spalování, které je u zážehových motorů nežádoucím jevem. V ideálním případě se totiž palivová směs vznítí od elektrické jiskry vydané zapalovací svíčkou a čelo plamene se dále šíří napříč spalovacím prostorem. Detonační spalování se projevuje tím, že část nespálené palivové směsi není zapálena od čela plamene, nýbrž překročením zápalné teploty ještě před dosažením čela plamene. Tím nastává prudké nekontrolovatelné spalování, které se projevuje klepavým chodem motoru a zvýšeným namáháním součástí motoru. Obecně se proto kompresní poměr modelářských zážehových spalovacích motorů volí relativně malý, běžně se uvádí hodnoty 7,5 až 9 [37].

Nápadem zvednout efektivní parametry motoru FS A-62V pomocí úprav kompresního poměru se již zabýval zdroj [33]. Pro úplnost jen dodejme, že této úpravy by u motoru bylo dosaženo zbrúšením dosedací plochy válce, na kterou se umísťuje hlava válce. Snížila by se tak hodnota výšky TDC, která souvisí s velikostí kompresního prostoru v horní části válce. Možnost vzniku detonačního spalování by bylo možné minimalizovat vhodným tvarováním spalovacího prostoru a umístěním zapalovací svíčky, použitím paliva s vyšším oktanovým číslem, intenzivnějším (nuceným) chlazením horkých míst spalovacího prostoru nebo vyšším předstihem zážehu, pokud by byla umožněna jeho regulace.

4.4 STUPEŇ PLNOSTI DIAGRAMU

Je definován jako poměr ploch indikátorového a teoretického p-V diagramu. Zahrnuje tepelné ztráty vzniklé chlazením, tedy přestupem tepla do stěn válce a spalovacího prostoru při expanzi a ohřev směsi od těchto stěn při kompresi. Významnější rozdíly nastávají hlavně v oblasti výměny náplně válce a při hoření směsi, kdy (pro případ zážehového motoru) nedochází k ideálnímu izochorickému spalování (máme konečnou rychlost spalování paliva) a odvod tepla rovněž není izochorický. Stupeň plnosti diagramu popisuje vztah

$$\eta_{pl} = \frac{W_i}{W_t}, \quad (25)$$

kde:

W_i [J] indikovaná práce cyklu.

Úplné zabránění přestupu tepla do stěn válce a spalovacího prostoru a naopak není technicky možné, vzniká tak spousta nových problémů a navíc se získaná energie neprojeví vyšší prací cyklu, ale pouze nárůstem energie obsažené ve výfukových plynech [34].

4.5 MECHANICKÁ ÚČINNOST

Přeměna indikované práce cyklu (působení spalin na píst) na skutečnou efektivní práci cyklu, kterou můžeme odebrat z klikového hřídele ve formě točivého momentu, je spojená s mechanickými ztrátami. V odvětví modelářských motorů se jedná o tření kontaktních ploch pístu a pístních kroužků s vložkou válce, třecí ztráty v ložiskách apod. Dále ventilační ztráty v klikové skříni vznikající jako odpor prostředí, které klade odpor rychle se pohybujícím součástem motoru, a pak také hydraulické ztráty způsobené odpory při výměně náplně válce. Mechanickou účinnost sníží pohon pomocných zařízení – plnicího dmychadla (viz kapitola 6). Za zmínku stojí, že mechanická účinnost klesá s rostoucími otáčkami motoru a roste se zatížením. Platí vztah

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i}, \quad (26)$$

kde:

W_e [J] efektivní práce cyklu.

Nejvýznamnější složkou mechanické účinnosti je tření pístních kroužků o válec. Obtížná optimalizace předpětí pístních kroužků a tvaru jejich třecích ploch otevírá cestu povlakování třecích ploch vrstvou CVD (chemical vapor deposition) na bázi uhlíku vedoucí ke snižování třecích ztrát. Ventilační ztráty je možné snížit minimalizací pulzací v klikové skříni a hydraulické ztráty při výměně náplně válce vhodným sladěním konstrukce sacího a výfukového traktu společně s časováním ventilů.

4.6 PLNICÍ ÚČINNOST

Tato účinnost se nezahrnuje do celkové účinnosti motoru. Vyjadřuje poměr skutečného množství palivové směsi či vzduchu ve válci vůči teoretické hmotnosti náplně, která je daná tlakem a teplotou pro příslušný způsob plnění motoru a která by za ideálních podmínek vyplnila celkový objem válce. Jako jediná z uvedených může nabývat hodnot větších než jedna. Definována je pomocí rovnice

$$\eta_d = \frac{m_{skut}}{V \rho_{pl}}, \quad (27)$$

kde:

m_{skut}	[kg]	skutečná hmotnost čerstvé náplně válce,
ρ_{pl}	[kg·cm ⁻³]	hustota plnicí směsi,
V	[cm ³]	celkový objem válce.

Celkový objem válce je dán vztahem

$$V = V_z \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}. \quad (28)$$

Ze všech výše uvedených účinností spojených s činností spalovacího motoru lze nejnázřejší modifikovat, resp. zvyšovat účinnost plnicí způsoby popsány v následujících podkapitolách.

4.6.1 OPTIMALIZACE SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Mírné přeplnění spalovacího motoru lze získat pomocí vhodné délky sacího potrubí. Při sacím pohybu pístu do dolní úvratě je v prostoru nad pístem rozkmitáním sloupce vzduchu vybudována podtlaková vlna, která se šíří sacím potrubím rychlostí zvuku v daném prostředí proti proudu čerstvé náplně. Na volném konci potrubí se tato vlna odráží a jako přetlaková putuje zpět směrem do válce motoru. Díky této vlně dojde při správně navržené délce sacího potrubí těsně před uzavřením sacího ventilu k dynamickému přeplnění válce motoru. Takto navržená délka sacího potrubí však dobře funguje jen pro velmi úzké spektrum otáček motoru. Platí, že pro vyšší otáčky se k dosažení dynamického přeplnění válce navrhuje kratší a široké sací potrubí. Naopak nízké otáčky jsou charakterizovány dlouhým a úzkým sacím potrubím. Naladíme-li sací systém kupříkladu na vyšší provozní otáčky motoru, uškodíme si, co se týče efektivních parametrů motoru, v nižších otáčkách a naopak. Z tohoto důvodu využívají vozidlové zážehové motory tzv. variabilní délku sacího potrubí, která se pro měnící se otáčky motoru liší.

Energii tlakových vln lze k zlepšení charakteristik motoru využít i ve výfukovém potrubí. Vlivem vyššího tlaku, kterého je dosaženo vlivem vysoké teploty dohořívající směsi paliva, je při výfukovém zdvihu pístu vybudována přetlaková vlna, která se šíří výfukovým systémem. Vlivem různých přechodů se vlna odráží a jako podtlaková putuje zpátky směrem do válce, kde zvyšuje intenzitu odvodu výfukových plynů, nejlépe těsně před uzavřením výfukového ventilu.

Systém variabilní délky sacího potrubí by se u motoru FS A-62V mohl realizovat např. prostřednictvím dvou nebo i třístupňového sacího potrubí (před karburátorem) s různými délkami, přičemž jednotlivé stupně a tím i délky potrubí by se měnily v závislosti na otáčkovém režimu otvíráním či zavíráním klapky. Ještě lepší by byla aplikace plně variabilního systému sacího potrubí při použití např. rotačního šoupátka, jehož dostatečně rychlá změna polohy by umožnila rychlé nastavení potřebné délky sacího potrubí v závislosti na otáčkách motoru. Aplikace systému variabilní délky sacího potrubí by však u takto malého motoru vzhledem k jeho rozměrům byla komplikovaná, navíc se nabízí otázka, zdali by navýšení provozních parametrů motoru převážilo hmotnost zmiňovaného systému navíc. Přesto lze s užitím již vytvořeného matematického modelu motoru využít typ optimalizace, kdy dochází k hledání kombinací parametrů pro zlepšení průběhu točivého momentu, resp. výkonu globálně a v co nejširším spektru otáček. Tato optimalizace byla provedena prostřednictvím zdroje [33].

Poznamenejme, že optimalizace prokázala zlepšení efektivních charakteristik při prodloužení sacího i výfukového potrubí. Praktická realizace by v případě sacího potrubí spočívala v prodloužení potrubí před samotným karburátorem, u výfukového potrubí prodloužením spojovacího potrubí mezi výfukovým kanálem a tlumičem. Výsledkem by byly vyšší provozní parametry motoru při jeho téměř stejné hmotnosti.

4.6.2 OPTIMALIZACE ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Časováním sacího a výfukového ventilu je míněn okamžik jejich otevření a zavření a doba jejich překrytí. Rozvodový mechanismus s pevnou vazbou mezi klikovým a vačkovým hřídelem umožňuje dosáhnout dobrých výkonových parametrů motoru jen v poměrně úzkém spektru otáček z celého provozního pásma motoru. Ve zbylých pracovních oblastech dochází vlivem klesající plnicí účinnosti ke zhoršování těchto parametrů. Ukazuje se, že pro motor má nejzásadnější vliv doba překrytí ventilů (daný především okamžikem otevírání sacího ventilu) a současně okamžik uzavírání sacího ventilu za dolní úvratí. Při nižších otáčkách motoru je výhodnější malé nebo žádné překrytí ventilů a poněkud pozdnější uzavírání sacího ventilu. To je způsobeno faktem, že při nižších otáčkách je i nižší množství nasávané čerstvé směsi. Při nesprávně nastaveném větším překrytí ventilů by docházelo k toku části spalín do sacího potrubí, kdy by při vysokých koncentracích těchto spalín nemuselo v novém cyklu vůbec dojít k zapálení směsi. Oblast otáček, kdy dochází k maximu točivého momentu, je charakterizována větším překrytím ventilů. Požadavek je již na počátku sání mít naplno otevřený sací ventil pro co největší hmotnostní naplnění válce. Nejlepší nastavení pro oblast jmenovitých otáček je menší překrytí ventilů a pozdější uzavírání sacího ventilu. Důvod vězí ve využití kinetické energie nasávané směsi, která má vysoký dynamický tlak. Při kompresním zdvihu tak nedojde k jejímu vytlačování zpět do sacího potrubí, ale ke kýženému zvýšení plnicí účinnosti.

Stejně jako tomu bylo u geometrie sacího potrubí, tak i zde platí, že provedeme-li optimalizaci časování ventilů na určité provozní otáčky, dojde sice ke zvýšení výkonu motoru, ale v jiných otáčkových spektrech může dojít k jeho razantnímu poklesu. Pro pokrytí větších šířek otáčkových spekter se ve vozidlových zážehových motorech využívají tzv. variabilní ventilové rozvody. Jejich problematika je vskutku obsáhlá, pro naše podmínky však prakticky nerealizovatelná. Tuto skutečnost komplikuje zejména použitý rozvod OHV s pohonem vačkového hřídele prostřednictvím šnekového soukolí a rovněž rozměry motoru FS A-62V. Zdroj [33] za pomoci matematického modelu motoru provedl optimalizaci továrního časování ventilů pro získání vyššího točivého momentu, resp. výkonu opět v co nejširším otáčkovém spektru. Bylo by tak opět dosaženo lepší efektivity zkoumaného motoru, a co je důležité, při zachování jeho původní hmotnosti. Optimalizované časování ventilů doznalo největší změny v oblasti zmenšeného překrytí otevření obou ventilů. U reálného motoru by změna znamenala výměnu vačkového hřídele s jiným profilem obou vaček.

4.6.3 OPTIMALIZACE HLAVY VÁLCE

Touto optimalizací je myšlena úprava sacího a výfukového kanálu, čímž se bude podrobně zabývat kapitola pátá. Jen uveďme, že úpravy povedou ke zvýšení průtokových součinitelů.

4.6.4 PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU

Základní myšlenkou je vyzkoušet daný modelářský motor spárovat s plnicím dmychadlem poháněným od klikového hřídele. Podrobněji rozebráno v kapitole šesté. Zpravidla vyšší dosahovaná plnicí účinnost než u spalovacích motorů s přirozeným nasáváním je navíc pozitivně doplněna vyšší celkovou účinností motoru.

5 OPTIMALIZACE HLAVY VÁLCE

Hlava válce motoru O.S. MAX je názorně zobrazena na obr. 35. Jedná se o tlakový odlitek z hliníkových slitin. Pro zvýšení velikosti teplosměnné plochy, resp. účinnosti přímého náporového chlazení, je vybavena chladicími žebry. Na spodní straně obr. 35 je vidět nálietek, ve kterém je veden sací kanál. Pro připojení zbytku sacího systému motoru prostřednictvím dvou šroubů je nálietek zakončen obrobenou plochou. Výfukový kanál je vůči sacímu pootočen o ostrý úhel a vyústíuje do nálitku, jenž je opatřen vnitřním závitem pro našroubování výfukového potrubí. Z obr. 35 jsou rovněž patrné čtyři průchozí otvory určené pro připevnění hlavy válce ke klikové skříni a závitový otvor pro žhavicí svíčku. Pro instalaci prvků rozvodového ústrojí je hlava vybavena nálitky pro čepy vahadel a vodítky obou ventilů, které jsou přímo součástí samotné hlavy.



Obr. 35 Hlava válce motoru O.S. MAX FS A-62V [38]

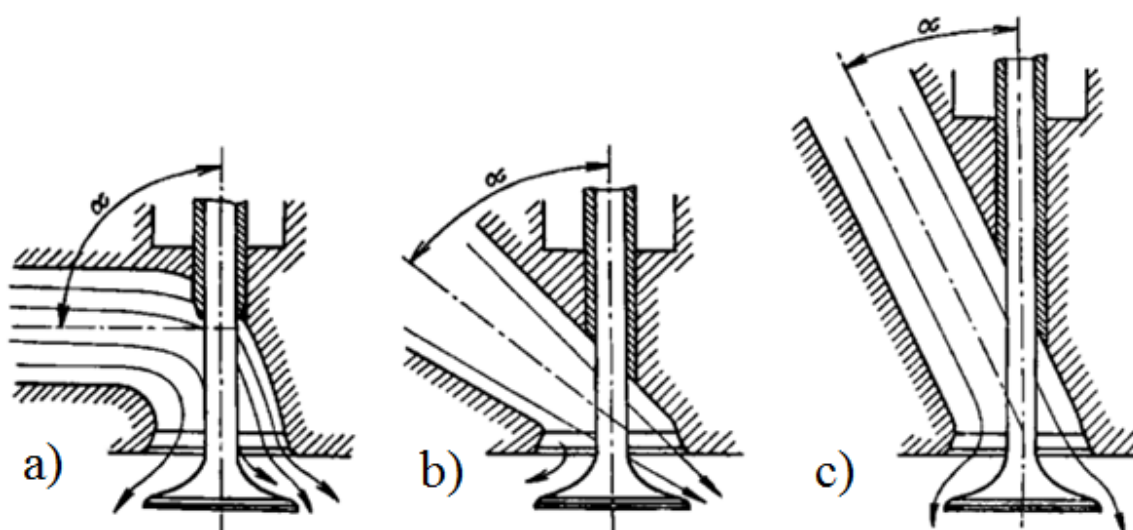
5.1 PROBLEMATIKA SACÍCH A VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ

Na sací kanál zážehového motoru bývají obecně kladeny dva základní požadavky. Dostat skrze něj do motoru co největší množství vzduchu či palivové směsi a pro co nejlepší průběh hoření a vytvoření co možná nejlepších podmínek pro správný zážeh zajistit dostatečnou rotaci směsi ve válci, která pomůže optimálně rozložit náplň napříč objemem válce. Prvnímu požadavku vyhovuje nejlépe přímý sací kanál, druhému požadavku tangenciální sací kanál.

5.1.1 PŘÍMÝ SACÍ KANÁL

Přímý sací kanál se používá tam, kde je požadavek na co možná nejnižší odpor proti průtoku plynů vstupujících do válce motoru. Kanál se navrhuje s co možná největším poloměrem zakřivení střednice a jeho střednice vstupuje do válce rovnoběžně s osou dříku ventilu. Při konstrukci kanálu je účelné zvětšit vnitřní poloměr ohybu a zmenšit vnější poloměr ohybu. Těmito úpravami se zlepší vedení proudu směsi a současně se zvětší průtočný průřez. Na obr.

36 jsou k vidění různá provedení přímého sacího kanálu. Pokud je úhel svírající s osou ventilu a vstupní částí kanálu pravý (obr. 36a), dochází k značným změnám směru proudění směsi, která se více vměstná na vnější stranu ohybu. Z toho vyplývá řada negativ. Druhá polovina průtočného průřezu v hrdle ventilu tak není plně využita a vlivem kumulující se směsi na vnější straně ohybu dochází ke zvýšenému povrchovému tření a přenosu tepla z hlavy válce do plynu. To vše vede ke snížení plnicí účinnosti. Při použití přímého kanálu, který není dostatečně strmý a jehož střednice svírá s osou dříku ostrý úhel (obr. 36b), už proud směsi při cestě nekoná ohyb, ale polovina obvodu sedla směrem ke kanálu je stále téměř nevyužita. Na obr. 36c je přímý sací kanál strmý, často označován jako spádový. Používá se u závodních zážehových motorů, protože zajišťuje vysokou účinnost naplnění válce. Bohužel je však konstrukčně obtížně realizovatelný. Hlava válce má poměrně velkou výšku a z důvodu montáže ventilové pružiny je třeba značně prodloužit dřík ventilu, což vede k nechtěnému zvýšení jeho hmotnosti.

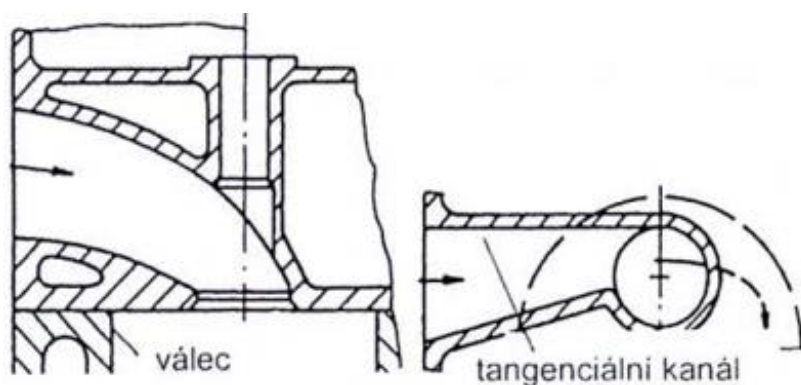


Obr. 36 Různá konstrukční řešení přímého sacího kanálu [39]

Přímý sací kanál lze umístit do vířivé, anebo nevířivé polohy. Nevířivá poloha znamená, že kanál ústí do válce v rovině určené střednicí kanálu a osou válce. Kanál pak neposkytuje žádnou rotaci náplně ve válci, což je z hlediska zajištění dobré kvality spalování nevhodné. Při odchýlení roviny střednice kanálu mimo osu válce získáme přímý kanál ve vířivé poloze. Ta sice mírně sníží průtokový součinitel, ale zajistí počáteční rotaci náplně ve válci. Na rotaci má významný podíl vzdálenost střednice kanálu od osy válce, při vyšší vzdálenosti se totiž vytváří výraznější nerovnoměrný výtok po obvodu sedla ventilu [39].

5.1.2 TANGENCIÁLNÍ SACÍ KANÁL

Schopnost tangenciálního sacího kanálu rozvířit palivovou směs je dána geometrií kanálu a také nerovnoměrně rozloženým výtokem po obvodu průtočného průřezu mezi ventilem a sedlem, daným např. změnou poloměru zakřivení nad ventilovým sedlem a také umístěním výtoku co nejdál od osy válce, jak je vidět na obr. 37. Umístění kanálu blízko stěn válce však může způsobit seškrcení proudu a snížení vírového účinku, proto je třeba volit určitý kompromis, vírový účinek kanálu je rovněž značně závislý na přesnosti jeho výroby [40]. Tento typ kanálu je hojně využíván u zážehových motorů s přímým vstřikem paliva. Některé čtyřventilové hlavy válců vozidlových zážehových motorů využívají kombinaci tangenciálního a přímého sacího kanálu. Přímý sací kanál zajistí dostatečné naplnění válcové jednotky vzduchem i při vysokých otáčkách motoru, tangenciální sací kanál se zase postará, zejména při nižších otáčkách motoru, o dobré rozvíření směsi a může také umožnit spalování vrstvených směsí.



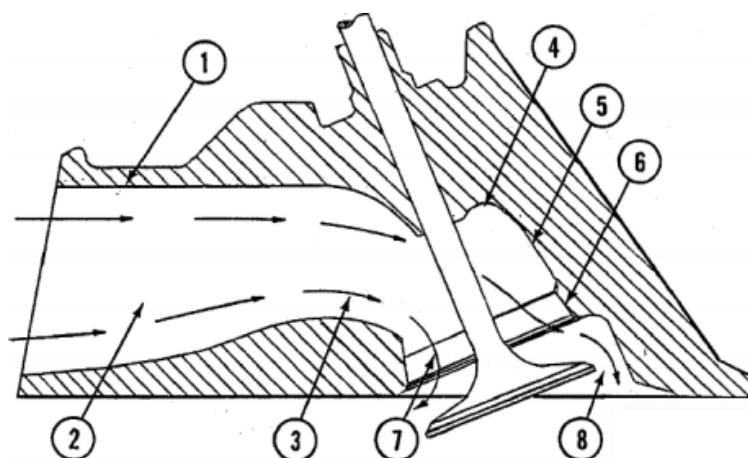
Obr. 37 Konstrukce tangenciálního sacího kanálu [40]

5.1.3 VÝFUKOVÉ KANÁLY

Konstrukce výfukových kanálů zdaleka nepotřebuje tak velkou péči, jako tomu je u kanálů sacích. Jinak je tomu však v případě výfukových kanálů turbodmychadlem přeplňovaného motoru, kdy se využívá energie výfukových plynů pro pohon turbíny a konstrukci kanálu je třeba lépe zvážit. Výfukový kanál by měl být obecně co nejkratší, aby docházelo k co nejmenšímu přestupu tepla od spalín do hlavy válce. Výfukové ventily mají zpravidla menší průměr než ventily sací. Dostatečný hmotnostní průtok spalín menším průtočným průřezem je zajištěn přetlakem ve válci v okamžiku, kdy dochází k otevírání výfukového ventilu. Menší průměr výfukového ventilu má výhodu v tom, že se ventil lépe chladí a zasahuje do spalovacího prostoru menší rozžhavenou plochou. Rovněž je možné do hlavy válce vměstnat větší sací ventil a získat vyšší průtočný průřez sacím hrdlem. Vlivem příliš malého výfukového ventilu by ale mohl růst odpor spalín při proudění kanálem, což by vedlo ke snížení mechanické účinnosti motoru. Proto se obecně doporučuje empirická velikost průměru výfukového ventilu jako 0,85násobek průměru ventilu sacího [40].

5.1.4 PRŮTOKOVÉ VLASTNOSTI KANÁLU

Jsou charakterizovány průtokovým součinitelem CF (viz podkapitola 3.7). Jak již bylo řečeno, při konstrukci kanálu je snahou zajistit co nejvyšší účinnost naplnění válce, tedy minimalizovat ztráty při proudění vzduchu, resp. palivové směsi.



Obr. 38 Ztráty při proudění sacím kanálem [41]

Průtok směsi ovlivní zejména tvarování kanálu společně s různými výstupky, např. vodítkem ventilu. Tyto výstupky je snahou při konstrukci odstranit nebo pokud možno co nejvíce zmenšit, aby se snížily obtokové ztráty. Ideální průběh tvaru sacího kanálu je takový, kdy nedojde ke skokovým změnám rychlosti proudění vzduchu, protože jakýkoliv odpor proudění je charakterizován narušením rychlostního pole proudění. Vzhledem k prostorovým možnostem mívá sací kanál ideální kruhový průřez jen v několika místech, a proto se zavádí tzv. hydraulický průměr. Hydraulický průměr vznikne, když reálnou plochu příčného průřezu kanálu nahradíme kruhovou o průměru rovnu právě zmiňovanému hydraulickému průměru. Tento průměr je pak společně s průměrem v sedle ventilu a vrtáním válce klíčový faktor, na němž závisí hmotnost přiváděné směsi nebo vzduchu do válce.

Tab. 5 Podíl ztrát při proudění sacím kanálem [41]

Pozice č.	Popis ztrát proudění	Ztráty [%]
1	Třecí ztráty	4
2	Zúžení vstupního hrdla	2
3	Ohyb u vodítka ventilu	11
4	Náhlé otevření za vodítkem ventilu	4
5	Pozvolné otevření 25°	12
6	Pozvolné otevření 30°	19
7	Ohyb u sedla ventilu	17
8	Proudění otevřeným ventilem	31

Tab. 5 společně s obr. 38 vystihují podíl ztrát při proudění plynu sacím kanálem běžného vozidlového zážehového motoru. Kvalita provedení stěn kanálu nemá na ztráty zas až takový dopad, a proto se v běžné sériové výrobě neklade příliš velký důraz na kvalitu povrchu kanálů, pro závodní aplikace se ale drsnost kanálů může dále zlepšovat leštěním. Zdaleka největší podíl ztrát je proudění hrdlem kanálu a otevřeným ventilem, proto je při samotné konstrukci těchto oblastem třeba věnovat značnou pozornost. Svůj podíl zde vkládá také konstrukce samotného ventilu a sedla ventilu. Sedlo je zpravidla tvořeno třemi frézovanými plochami skloněnými pod různými úhly, běžně 30°, 45° a 60°. Na sedle by se neměly nacházet ostré hrany, kde může hrozit utržení proudu plynu. Velice podobné je to i u ventilu. Dřík ventilu by měl mít pokud možno co nejmenší průměr, ale v souladu s tahovou pevností materiálu ventilu. Přejechod talířku ventilu do dříku by měl být pozvolný. Nemalý vliv na ztráty má také ohyb proudícího plynu.

5.1.5 VÍŘIVÉ SCHOPNOSTI KANÁLU

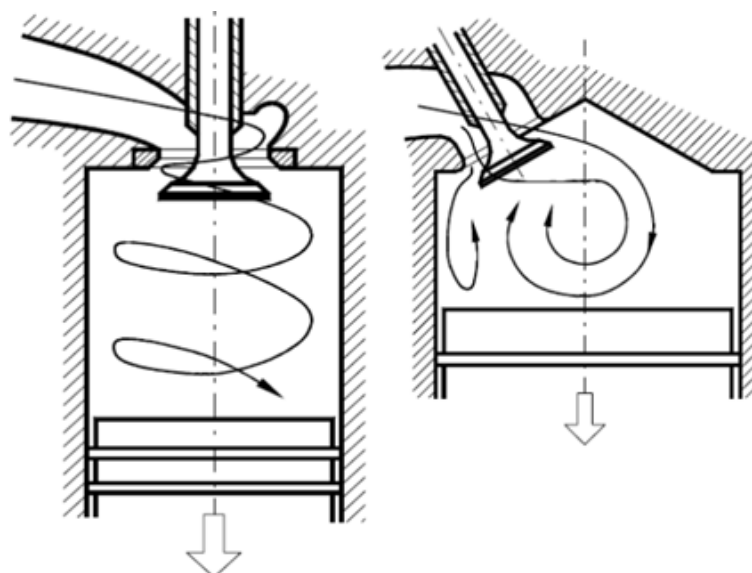
Dalším požadavkem, který lze při návrhu sacího kanálu ovlivnit, je optimální průběh hoření palivové směsi ve válci, čímž vznikne menší množství emisí a motor bude mít nižší měrnou efektivní spotřebu paliva. Pro optimální hoření je nutná rotace směsi ve válci zajištěná zejména

vhodným tvarováním sacího kanálu. Pohyb směsi ve válci má u zážehových motorů vliv na rychlejší shoření palivové směsi, které je pro vysokootáčkové motory nezbytné.

Základní pohyb, vznikající při sacím zdvihu, je obecně nazýván jako vtokový proud. V oblasti sedla ventilu vzniká málo stabilní prstencový vír, jehož rovina je pod určitým úhlem skloněna, což je dáno umístěním sacích kanálů blíže ke stěnám válce. Vír se tvoří na počátku plnění, je málo stabilní a vcelku rychle se rozpadne.

Druhý základní pohyb náplně válce je příčná rotace, v odborné literatuře k nalezení pod pojmem tumble – obr. 39 vpravo. Vír vzniká pod ventilem a jeho osa rotace je téměř kolmá k ose válce.

Jeden z dalších neméně důležitých pohybů je tečná rotace nazývána jako swirl viz obr. 39 vlevo. Osa rotace víru je přibližně totožná s osou válce. Rotace je zajištěna vhodným natvarováním (v tomto případě šroubového) sacího kanálu. Umožňuje lepší rozvíření než vír tumble, proto se využívá u vznětových motorů s přímým vstřikem paliva. Má však omezení ve vyšších otáčkách motoru, kdy oproti víru tumble rostou její škrtící ztráty a je méně stabilní v průběhu komprese.

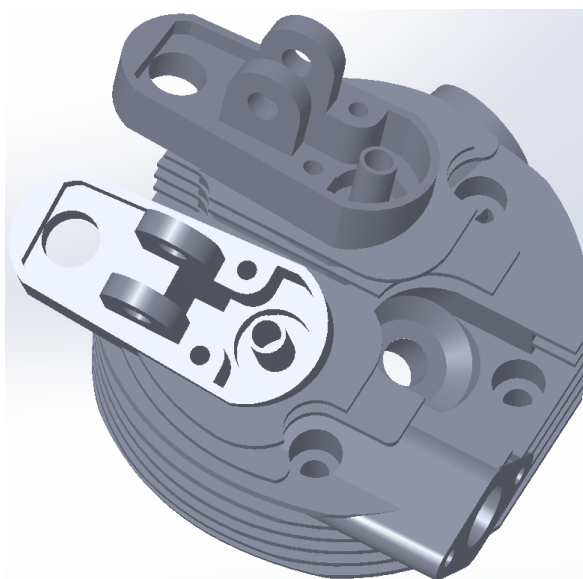


Obr. 39 Swirl vír (vlevo), tumble vír (vpravo) [42]

Schopnost kanálu vytvářet rotační pohyb náplně se vyjadřuje vírovým číslem. Toto číslo se stanovuje experimentálně na základě aerodynamické zkoušky kanálu. Experimentů existuje celá řada, nejčastější přístup je podle Thiena, kdy je vírové číslo definováno poměrem otáček náplně ve válci k otáčkám motoru, přičemž platí, že axiální rychlost průtoku náplně válcem je shodná se střední pístovou rychlostí [43].

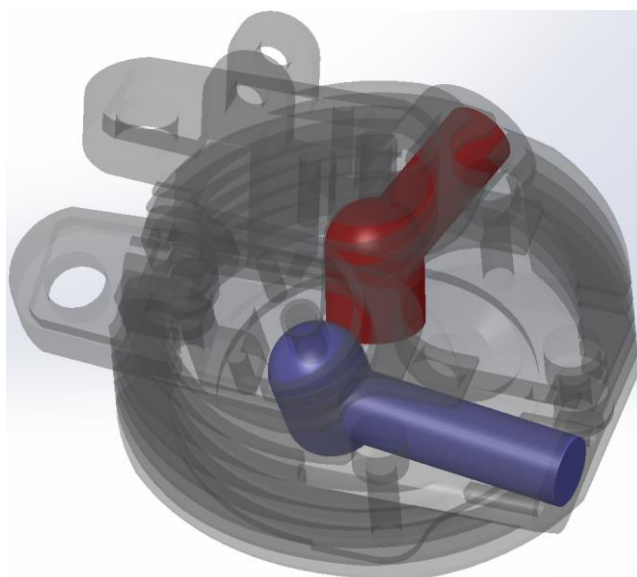
5.2 ANALÝZA HLAVY VÁLCE MOTORU FS A-62V

Pro vizualizaci konstrukčního řešení sériového sacího a výfukového kanálu a pro realizaci návrhů tří různých upravených variant sacího a výfukového kanálu byl vytvořen 3D model hlavy válce motoru FS A-62V v programu SolidWorks 2015. Detailní pohled na CAD model hlavy válce nabízí obr. 40. Spalovací prostor vychází z půlkulového tvaru, nicméně pro dosažení určitého kompresního poměru nezabírá celý rozměr vrtání válce, nýbrž je v rovině kolmé na osu válce vykrojen do srdcovitého tvaru. Osy sacího i výfukového ventilu jsou proto pod úhlem vůči svislici sklopeny a každá z nich ústí do pomyslné levé a pravé poloviny srdce.



Obr. 40 Pohled na CAD model hlavy válce

Sací kanál má v podstatě velice jednoduchou geometrii. Jeho objem vyplňují dva válce, první o průměru 7 mm jdoucí skrze náletek (viz obr. 41) a druhý o průměru 9,55 mm. Větší z otvorů je na jednom konci zakončen ventilovým sedlem, které je přímo součástí samotné hlavy válce, a na straně druhé kopulí se zakončením ventilového vodítka v ose kopule. Konstrukčně se jedná o velmi jednoduchý přímý sací kanál ve vířivé poloze, protože střednice kanálu je odchýlena od osy válce motoru. Otvor o průměru 7 mm má vodorovnou střednici, která svírá se střednicí druhého otvoru (o průměru 9,55 mm) pravý úhel, pomyslná plocha pláště menšího otvoru navazuje téměř tečně na plochu pláště většího otvoru. Není zde žádný náznak nějakého tvarování, zaoblení apod.



Obr. 41 Detail sériových kanálů (modrý – sací, červený – výfukový)

U výfukového kanálu je situace obdobná, velmi jednoduchou geometrii tvoří opět dva válce, jeden o průměru 7 mm a druhý s průměrem 9,55 mm. Větší z otvorů je na jedné straně zakončen ventilovým sedlem a na druhé straně kopulí s koncem ventilového vodítka. Střednice menšího

otvoru opět vede vodorovně a svírá se střednicí většího otvoru úhel mírně větší, než je úhel pravý, pomyslné plochy plášťů obou otvorů na sebe navazují téměř tečně, ale bez nějakého zaoblení či jiného tvarování. Otvor o průměru 7 mm přechází zhruba ve dvou třetinách své délky v osazení, které je tvořeno vnitřním závitem M10 pro instalaci výfukového potrubí (s vnitřním průměrem rovněž 7 mm).

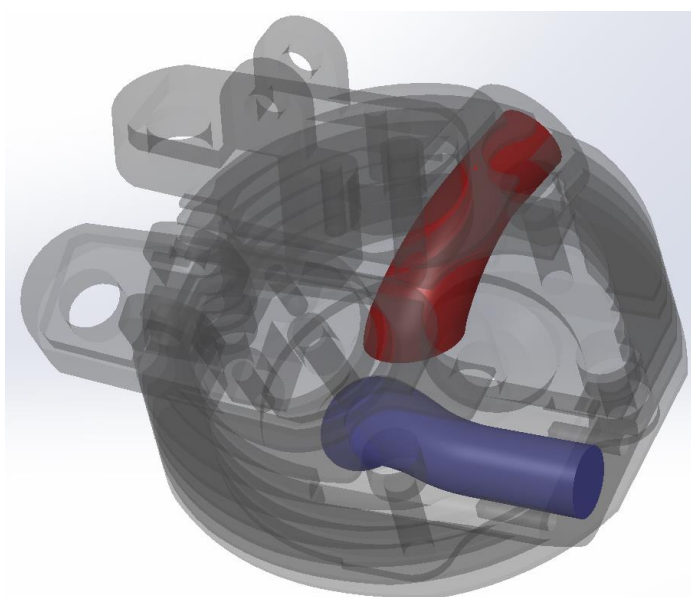
5.3 ÚPRAVA SACÍHO A VÝFUKOVÉHO KANÁLU

Úprava obou kanálů bude provedena s ohledem na všechny dílčí rozměry a geometrii sériové hlavy válce, rovněž s uvážením použití sériového sacího i výfukového traktu, tj. nemění se geometrie a umístění vstupní části sacího kanálu a výstupní části výfukového kanálu. Jak již bylo několikrát řečeno, smyslem úprav sacího a výfukového kanálu je zvýšit jejich průtokové součinitele.

V konstrukci sacího kanálu bude kladen důraz na nedostatky sériového řešení, zejména odstranění ostrého přechodu mezi dvěma otvory o různých průměrech, tedy plynulé napojení a vytvoření postupného rozšíření směrem ke spalovacímu prostoru. Účelné rovněž bude zrušit veliký prostor obklopující dřík ventilu. Zde se může hromadit proudící palivová směs, čímž dojde při interakci s horkým povrchem kanálu ke zvýšení povrchového tření a jejímu ohřevu, což povede ke snížené plnicí účinnosti. Tato úprava by rovněž mohla při výrobě hlav válců pro motor FS A-62V přinést menší výšku hlavy válce a sníženou délku dříku ventilu, což sníží jeho hmotnost.

Podobně tomu bude i při návrhu výfukového kanálu, tj. plynule navazující přechody a zrušení prostoru, který obklopuje dřív ventilu, takovým způsobem, aby výfuková kanál kladl spalínám opouštějícím spalovací prostor co nejnižší odpor a vedl je co nejkratší cestou do výfukového potrubí, nikoliv směrem k vodítku ventilu.

5.3.1 MODIFIKOVANÁ VARIANTA Č. 1



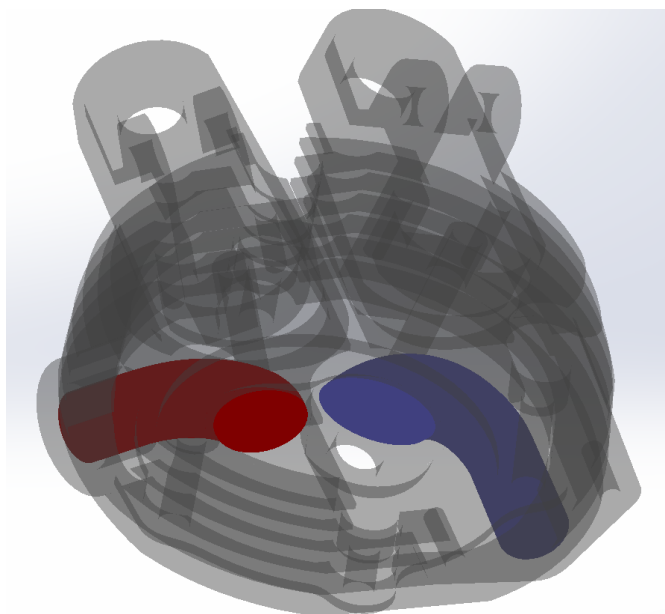
Obr. 42 Modifikovaná varianta kanálů č. 1 (modrý – sací, červený – výfukový)

První modifikace kanálů spočívá ve stávajícím rozložení obou kanálů a zanechání jejich průměrů v sedlech ventilů. Liší se tedy jen tvarování obou kanálů. Sací kanál postupně putuje vodorovně a s neměnicím se průměrem skrze nálietek, jeho osa je směřována souběžně s osou vstupujícího sacího potrubí. Zde je průměr kanálu v rámci možností maximální, jsme zde totiž limitováni otvorem pro jeden ze čtyř šroubů určených k připevnění hlavy válce ke klikové skříni a na opačné straně prostorem potřebným pro manipulaci se žhavicí svíčkou viz obr. 40. Po překročení této úzké oblasti se již kanál postupně rozšiřuje. Aby bylo možné kanál plynule, bez vzniku ostrých přechodů, napojit na vyústění v sedle, musí se střednice kanálu postupně stáčet směrem ke středu hlavy válce, jak je vidět na obr. 42. Vyústění kanálu do spalovacího prostoru a s tím spojená změna trajektorie střednice o 90° je zabezpečena velkým poloměrem zaoblení.

Modifikace výfukového kanálu je jednoduchá, kanál se od sedla průběžně zužuje a s velkým poloměrem zakřivení střednice putuje směrem k výfukovému potrubí.

5.3.2 MODIFIKOVANÁ VARIANTA Č. 2

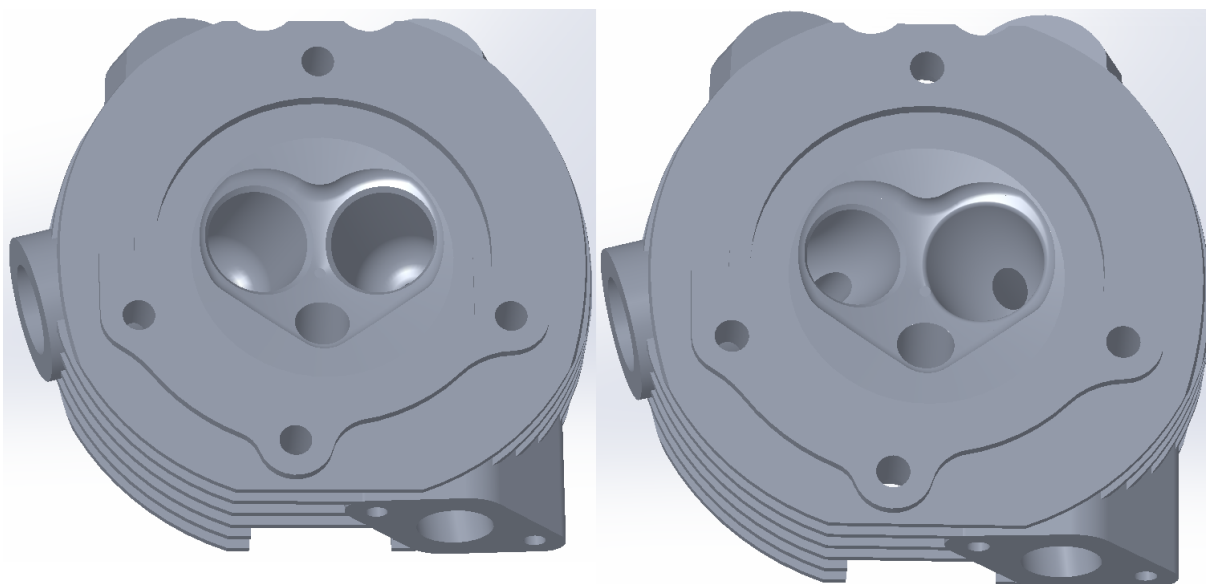
Při tvorbě této varianty nastalo již více změn vzhledem k sériovému provedení. Konstrukční řešení směřovalo k maximalizaci průměru v sedle sacího ventilu. Vzhledem k této skutečnosti a pro potřeby technologického obrobení sedla bylo sedlo posunuto směrem k výfukovému sedlu. Průměr v hrdle se podařilo zvýšit na 10,5 mm (oproti továrním 9,55 mm), což se nemusí zdát moc, ale je třeba si uvědomit, že již sériová geometrie průměrů ventilových sedel je vzhledem k dostupnému prostoru takřka na svém maximu. Úpravy jsou dobře patrné z obr. 43.



Obr. 43 Modifikovaná varianta kanálů č. 2 (modrý – sací, červený – výfukový)

Posunem sacího sedla došlo k zeslabení můstku mezi oběma sedly, pro zachování dostatečně velké tloušťky můstku bylo i výfukové sedlo rovněž posunuto směrem dál od středu hlavy válce a jeho průměr byl zmenšen na hodnotu 8,5 mm (oproti továrním 9,55 mm). Srovnání s továrním konstrukčním řešením je na obr. 44. Je třeba zdůraznit, že při výrobě těchto upravených hlav válců by bylo zapotřebí o 0,5 mm posunout i vodítka obou ventilů. Tato úprava by mohla být realizována pouhým nepatrným posunutím náliček ventilových vodítek směrem k výfukové straně a použitím vahadel s jinou dosedací plochou na straně ventilů. Samozřejmostí by také

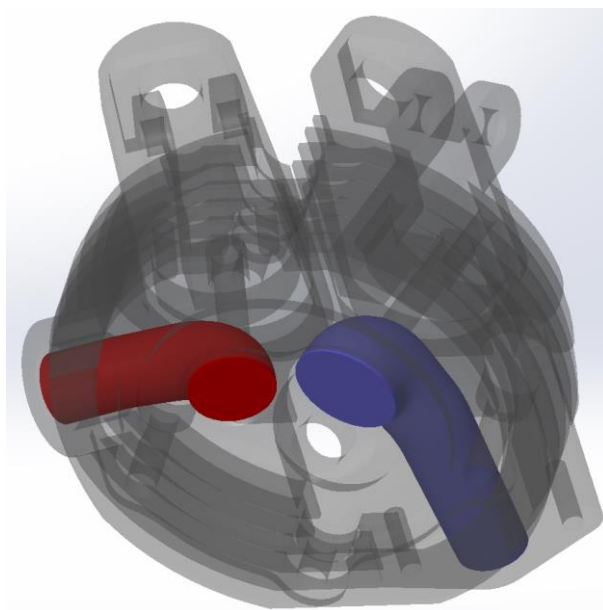
byl návrh a instalace většího sacího a menšího výfukového ventilu. Tvarování obou kanálů jinak zůstalo prakticky stejné jako u první modifikované varianty.



Obr. 44 Rozložení ventilových sedel sériové (vlevo) a upravené (vpravo)

5.3.3 MODIFIKOVANÁ VARIANTA Č. 3

Třetí varianta modifikovaných kanálů hlavy válce nabídne, stejně jako varianta druhá, sací kanál s větším průměrem v hrdle, než má kanál výfukový. Při návrhu bylo prioritou zajistit plynulou změnu jejich průměrů, a to po celé délce příslušného kanálu. Změna se dotkla hlavně kanálu sacího, který je v oblasti vstupu do hlavy válce nasměrován tak, aby se mohl plynule rozšiřovat směrem k ventilovému sedlu. U takto tvarovaných kanálů se už nepodařilo zajistit velký poloměr zakřivení střednice jako u předchozích variant, což je vidět z obr. 45.



Obr. 45 Modifikovaná varianta kanálů č. 3 (modrý – sací, červený – výfukový)

5.4 PŘÍPRAVA HLAVY VÁLCE PRO CFD VÝPOČET

Pro důkladnou analýzu přínosu úprav sacího a výfukového kanálu se jako nejlepší cesta jeví využít CFD (computational fluid dynamics) simulací. CFD je výpočetní nástroj využívaný k problémům týkajících se proudění tekutin společně s jejich interakcí s povrchy, které jsou definovány pomocí okrajových podmínek. Podobně, jako tomu je i u jiných výpočtových nástrojů využívaných v inženýrské praxi, i zde je základem každého CFD softwaru preprocesor, řešič a postprocesor. V preprocesoru probíhá kromě definice okrajových a počátečních podmínek také tzv. diskretizace výpočtového modelu, tj. popis pomocí systému parciálních diferenciálních rovnic, které technicky vzato popisují proudění. Tyto rovnice jsou řešeny různými numerickými metodami, které v sobě obsahuje řešič. Postprocesor bývá nejčastěji využíván pro grafickou vizualizaci proudění.

5.4.1 SPOJENÍ GT-SUITE S CFD ŘEŠIČEM

Modifikované sací a výfukové kanály lze buď spočítat externě v určitém CFD softwaru, nebo můžeme využít možnost propojení softwaru GT-Suite s předními CFD softwary, konkrétně s ANSYS Fluent, STAR-CCM+, STAR-CD a CONVERGE. CONVERGE je výpočetní CFD software vyvinutý společností Convergent Science Inc., jehož redukováná verze s názvem CONVERGE Lite (viz jeho ikona na obr. 46) je implementována do GT-Suite a bude použita pro CFD výpočty sacích a výfukových kanálů. Obsahuje však jen jistou podmnožinu ze všech funkcí, které jsou součástí plnohodnotného softwaru CONVERGE. Pro naše potřeby je tato verze však plně dostačující. Spojení 3D CFD a 1D GT-Suite modelu umožňuje podrobněji modelovat problémy týkající se sacích a výfukových potrubí, výměníků tepla, kompresorů aj. lépe než v samotném 1D modelu. Obrovskou výhodou modulu CONVERGE Lite je možnost autonomního vytváření výpočtové sítě s adaptivním zjemňováním její velikosti v požadovaných oblastech a automatické nastavení vlastností tekutin, aby jejich vlastnosti odpovídaly vlastnostem v modelu GT-Suite.

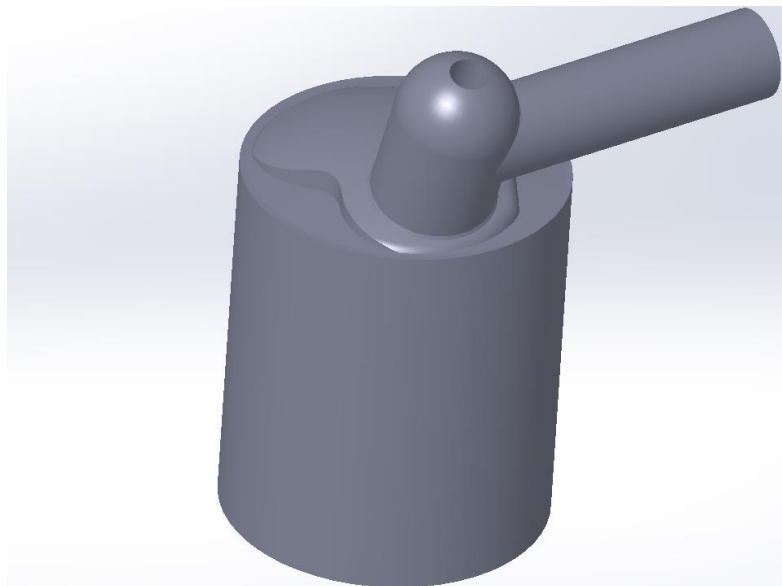


Obr. 46 Ikona CFD modulu CONVERGE Lite

5.4.2 POSTUP TVORBY VÝPOČTOVÉHO CFD MODELU

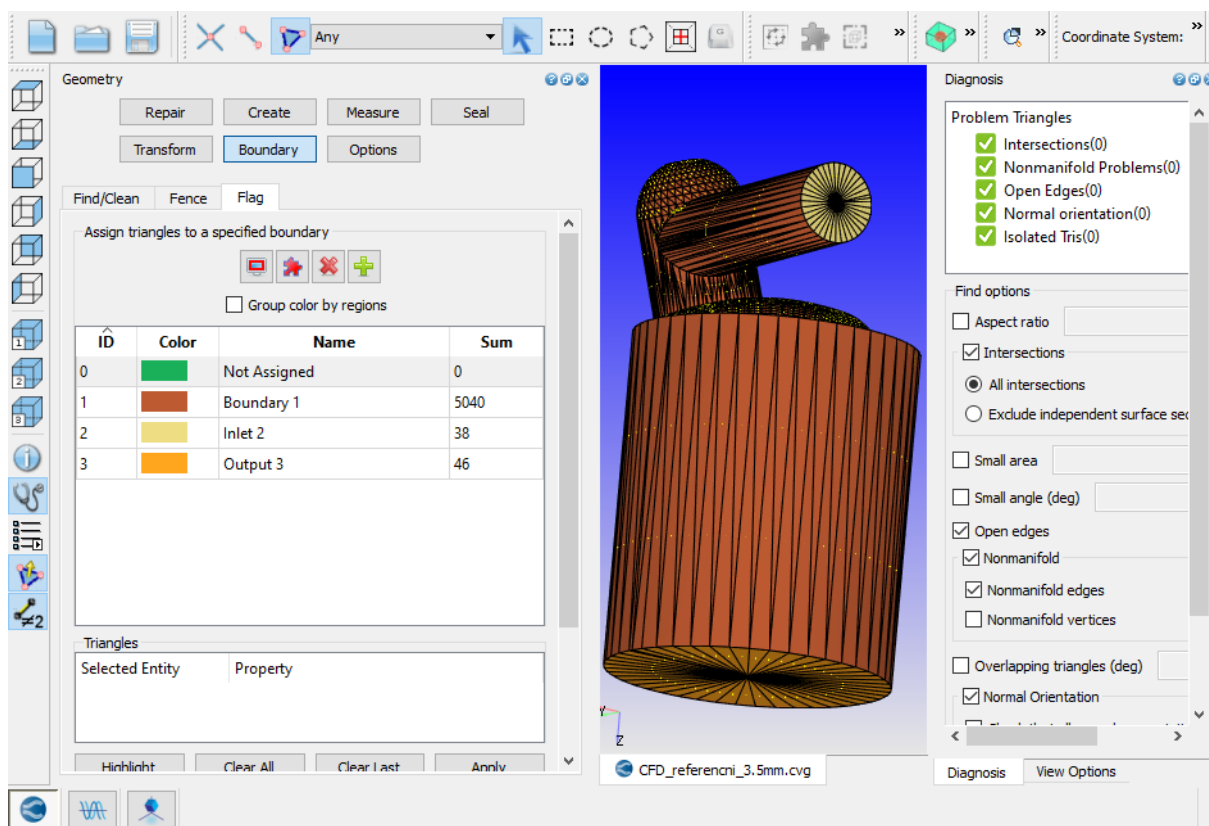
Výpočtový model pro CFD simulaci představuje prostor, kudy má proudit daná tekutina. Tento prostorový model slouží pro následné vytvoření výpočtové sítě. Jak již bylo řečeno, modul CONVERGE Lite nabízí možnost autonomního vytváření sítě, pročež vyžaduje typ importovaných souborů ve formátu STL. Ty v sobě zahrnují pouze popis povrchů prostorových modelů pomocí vrcholů a normálových vektorů jednotlivých ploch. Na obr. 47 je k vidění výpočtový model určený pro CFD výpočet sériového sacího kanálu. Je tvořen samotným negativem hlavy válce, k němuž je přičten objem představující spalovací prostor. Dále je pro potřeby samotné CFD simulace prodloužena část představující vnitřní objem válce motoru, aby bylo při výpočtech dosaženo ustáleného stavu proudění a eliminovala se možnost vzniku různých přechodových vírů. Na závěr je od modelu odečten objem, který vyplňuje sací ventil,

a to vždy pro příslušný simulovaný zdvih. Analogicky se postupuje i u výfukového kanálu. Stejně jako při měření sériové hlavy válce na profukovací stanici SF-260, i zde všechny CFD výpočty proběhnou se zdvihem ventilů od 0,5 do 3,5 mm s krokem 0,5 mm.



Obr. 47 Výpočtový model pro CFD výpočet sériového sacího kanálu

5.4.3 PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO CFD MODELU V PROSTŘEDÍ CONVERGE LITE

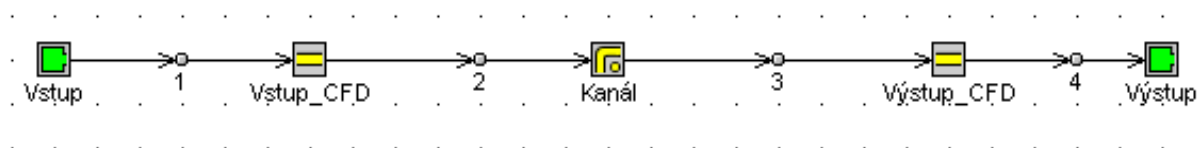


Obr. 48 Ukázka práce v prostředí CONVERGE Lite

Po vytvoření výpočtového modelu s příponou .stl může být tento soubor importován do programu CONVERGE Lite. Při importu je třeba dát pozor na jednotky, program CONVERGE Lite počítá standardně v metrech. Jak již bylo řečeno, soubor formátu STL definuje povrch za pomoci vrcholů a normálových vektorů jednotlivých trojúhelníků. Směr těchto normálových vektorů musí být nastaven tak, aby směřoval do prostoru pracovní tekutiny, tedy jinak řečeno do vnitřku příslušného kanálu. Toho lze dosáhnout v kartě „Transform“ (viz obr. 48) pouhou změnou orientace normálového vektoru libovolné plošky, ostatní normálové vektory se změní automaticky také. Správný směr orientace je z obr. 48 poznat žlutými tečkami umístěnými na jednotlivých ploškách (šipky směřují dovnitř do objemu). Další bodem je kontrola kvality povrchové sítě. Pod ikonou stetoskopu (na liště úplně vlevo) program nabízí možnost diagnózy různých chyb povrchové sítě. Patří sem vzájemné pronikání jednotlivých ploch, otevřené hrany aj. Pro eliminaci těchto chyb je možné využít implementované opravné nástroje. Posledním krokem je označení povrchových ploch identifikačními čísly v kartě „Boundary“. Nejprve jsou označeny všechny plošky celého modelu pod identifikačním číslem 1. Pokud by byla očekávána velká změna teplot povrchů v různých místech výpočtového modelu, je lepší tuto sestavu všech ploch rozdělit do několika podsestav. Následně je definována část povrchové sítě nacházející se v oblasti vstupu do sacího kanálu pod identifikačním číslem 2 a stejně tak část v oblasti výstupu na spodní straně prodlouženého válce pod číslem 3. Na závěr je z programu vyexportován soubor ve formátu DAT.

5.5 SPOLUPRÁCE MODULŮ GT-SUITE A CONVERGE LITE

Prvotním krokem pro CFD simulaci (při vzájemném propojení GT-Suite a CFD modelu) je vytvoření velice jednoduchého matematického modelu samotné hlavy válce v GT-Suite, kterým se bude simulovat 1D proudění. Na první pohled (viz obr. 49) se tento matematický model velmi podobá již vytvářenému modelu v podkapitole 3.7, ale jeho podstata je odlišná. Skládá se ze tří prvků „PipeRound“. Prvek nacházející se uprostřed představuje samotný kanál, jeho geometrie se tedy shoduje s geometrií kanálu skutečného. Tento prvek je však ještě nutné doplnit dvěma velice krátkými rovnými potrubími, aby bylo možné do modelu zakomponovat CFD modul. Průměry obou potrubí jsou ztotožněny s geometrií konkrétního výpočtového modelu. Pro úplnost je model doplněn okrajovými podmínkami, které se shodují s podmínkami při měření na profukovací stanici SF-260.



Obr. 49 Matematický model hlavy válce

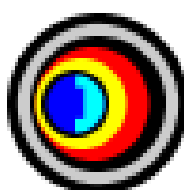
5.5.1 IMPLEMENTACE CFD MODULU DO PROSTŘEDÍ GT-SUITE

Pro zavedení CFD modulu je nutné definovat 1D/3D hranice, mezi kterými bude modul ležet. V knihovně pod kartou „Flow“ v záložce „Components“ je pro tento účel vyhrazen prvek „CFDInterface“. Tento prvek nenabízí žádné nastavení, slouží pouze pro definici rozhraní mezi 1D a 3D modelem. Jak je z obr. 50 patrné, ikona prvku připomíná jakýsi „přepínač“, protože slouží pro aktivaci a deaktivaci sběru dat (inicializačních podmínek) z 1D GT-Suite řešiče, které jsou posléze použity do CFD řešiče. To může pomoci zkrátit výpočetní čas, který je nutný pro získání ustáleného stavu propojené 1D/3D simulace.



Obr. 50 Ikona prvku „CFDInterface“

Dalším krokem je nastavení vlastností 1D/3D rozhraní pomocí prvku „CFDFlowConn“ (viz obr. 51), který lze opět nalézt v kartě „Flow“ pod záložkou „Connections“. Objekt se používá při spojených simulacích GT-Suite a některého CFD programu a slouží pro definici fyzikálních vlastností mezi konkrétní komponentou v modelu GT-Suite a CFD modelem viz obr. 52.



Obr. 51 Ikona prvku „CFDFlowConn“

Nastavení podmínek rozhraní umožňuje výběr z možností „Flow“ a „Pressure“. Těmi se definuje daný typ okrajových podmínek. Manuál k programu CONVERGE Lite doporučuje pro všechna podzvuková proudění možnost „Flow“, druhou volbu pouze v případě CFD simulací, kde by docházelo k ucpávání proudící tekutiny či v případě, pokud by byla možnost „Flow“ použita předtím, ale docházelo by u ní k numericky nestabilním simulacím. Délku vzorkování „CFD Domain Sampling Length“ je doporučeno volit stejně, jako je diskretizační délka sousedních potrubí v GT-Suite. Proto byla zadána formou parametru.

	Attribute	Unit	Object Value
	Interface Conditions Imposed by GT at the CFD Bound...		
<input checked="" type="radio"/>	Flow (velocity or mass flow rate)		
<input type="radio"/>	Pressure		
	CFD Domain Sampling Length	See Cas... ▾	[dx] ...
	CFD Boundary Cross-section (be precise)		
<input checked="" type="radio"/>	Obtain from Neighboring 'Pipe' Part		
<input type="radio"/>	Diameter	mm ▾	
<input type="radio"/>	Area	mm ² ▾	
	Species Map Override		def (=defer to compon... ...)
CFD Turbulent Boundary Conditions (not always used - see template help)			
Required for CONVERGE™ Lite, STAR-CD, and OpenFOAM			
<input checked="" type="checkbox"/>	Turbulent Intensity (tke in STAR-CCM+ v8.02-)		0.05 ...
	Turbulent Length Scale (eps in STAR-CCM+ v8.02-)	mm ▾	5 ...

Obr. 52 Nastavení prvku „CFDFlowConn“

Dále je vyžadováno upřesnění velikosti průřezové plochy 1D/3D rozhraní. Tuto velikost využívá řešič GT-Suite a měla by korespondovat s velikostí plochy ve výpočtovém CFD modelu a sousedních potrubích, proto byla zaškrtnuta možnost „Obtain from Neighboring Pipe Part“. Nastavení turbulentních okrajových podmínek pro CFD řešič „Turbulent Intensity“ a „Turbulent Length Scale“ bylo voleno v souvislosti s doporučením manuálu k programu CONVERGE Lite.

5.5.2 NASTAVENÍ CFD MODULU CONVERGE LITE

CFD modul CONVERGE Lite je rovněž k nalezení v knihovně šablon pod kartou „Flow“ v záložce „Components“. Tento modul nabízí celou řadu nastavení a hned pod první záložkou je umístěno nastavení GT-Suite simulace, která jako taková je rozdělená do několika fází, jak je vidět z obr. 53. Je možné zde vybrat ze tří sad možností, kde první dvě jsou pro periodicky řízené simulace, např. celého spalovacího motoru společně se sacím potrubím. Pro náš případ je výhodnější až třetí sada možností, kde se pracuje v časové doméně. Jakoukoliv fázi simulaci lze přeskočit a fáze simulace běží v pořadí, ve kterém jsou uvedeny na obr. 53. První fáze spočívá v odpojeném CFD řešiči, řešič GT-Suite počítá samostatně. Fáze jednosměrného propojení simulace znamená, že GT-Suite ignoruje CFD data, ale CFD modul si bere data od řešiče GT-Suite. Tato fáze pro nás není podstatná. Poslední fáze obousměrného propojení se vyznačuje tím, že si oba řešiče navzájem sdílí vypočtená data. Část GT-Suite modelu, která je uzavřená prvky „CFDInterface“, je z GT-Suite řešiče odstraněna a výsledky řešení GT-Suite simulace jsou nahrazeny výsledky řešení CFD simulace. Volba konkrétních hodnot doby trvání jednotlivých fází simulace bude popsána v podkapitole 5.6.1. Zaškrtnutí volby „Overturn Run Setup>Maximum Simulation Duration Total Limit“ zajistí, že bude respektována doba trvání simulace nastavená ve složce tohoto prvku bez ohledu na to, jaký bude nastaven maximální čas celé simulace v panelu „Run Setup“.

<div> ✓ GT-SUITE Simulation ✓ CONVERGE™ Lite Model ✓ CONVERGE™ Lite Simulation ✓ Advanced </div>			
	Attribute	Unit	Object Value
<input type="radio"/>	Uncoupled Engine Cycles Before CFD Started		
<input type="radio"/>	Uncoupled Engine Cycles Beyond Uncoupled Steady State		1
<input checked="" type="radio"/>	Uncoupled Duration Before CFD Started	s	0.025 ...
	One-Way Coupled Duration Ignoring CFD Boundary Data	s	0 ...
	Two-Way CFD Coupled Duration (this run)	s	0.025 ...
	Overturn Run Setup>Maximum Simulation Duration Total ...		<input checked="" type="checkbox"/>
	Restart Method		fresh
	Species Mapping Object		CFDSpeciesMap ...

Obr. 53 Nastavení GT-Suite simulace

Pokud bychom chtěli provést více CFD výpočtů pro stejnou výpočtovou geometrii (např. pro analýzu vlivu velikosti prvků výpočtové sítě), je možné v předposledním řádku zadat typ restartu simulace, kdy GT-Suite převezme data z konečného stavu již dříve provedené simulace. Volba „fresh“ určuje, že řešič nebude brát v potaz žádná data z předešlých simulací. Poslední řádek nastavení GT-Suite simulace lze využít, pokud se modeluje např. zpětné vedení výfukových plynů, tedy systémy, kde se mění složení proudící tekutiny.

<input checked="" type="checkbox"/> GT-SUITE Simulation <input checked="" type="checkbox"/> CONVERGE™ Lite Model <input checked="" type="checkbox"/> CONVERGE™ Lite Simulation <input checked="" type="checkbox"/> Advanced			
	Attribute	Unit	Object Value
	Surface (from Tools>CONVERGE™ Lite)		[Input_file] ...
	Main		Inputs ...
	Solver Settings		GasExchange ...
	Boundary conditions		Wall ...
	Initial conditions		cfld_mani_init ...
<input checked="" type="radio"/>	Automatic species setup *Recommended*		
	Base species		
<input type="radio"/>	Composite species		ign
	Specific heat		
	Gas mixture transport properties		Air ...
<input checked="" type="checkbox"/>	Turbulence/law-of-the-wall model settings		KE_Standard_Typical ...
<input checked="" type="checkbox"/>	Visualization file output		PostFiles ...
<input type="checkbox"/>	Fixed mesh refinement (embedding)		
<input type="checkbox"/>	Adaptive mesh refinement		[amr]
<input type="checkbox"/>	Initialize from Specified Map File		
<input type="checkbox"/>	Region number (multiple regions only)		0
GT v2016 build 2+ & CONVERGE™ Lite v2.3 R2+ Only: Liquid			
<input type="checkbox"/>	Liquid Properties		

Obr. 54 Nastavení CONVERGE Lite modelu

Druhá záložka CFD modulu v sobě skrývá nastavení samotného CONVERGE Lite modelu (viz obr. 54). Zde je pro ulehčení možné pro všechna nastavení využít již předdefinovaných šablon, které nám modul vždy nabídne po rozkliknutí příslušného tlačítka pro výběr. První řádek vyžaduje zadat cestu k souboru definujícímu geometrii výpočtového modelu ve formátu DAT. V tomto případě je výhodné zadat ji formou proměnné veličiny a v nastavení „CaseSetup“ jen definovat cestu k předchystaným výpočtovým modelům.

Vlastnosti výpočtové sítě se definují v řádku druhém. Stěžejní atribut, který je v této šabloně k nalezení, je velikost prvku ortogonálně strukturované výpočetní sítě, kterou si CONVERGE Lite autonomně vytváří při simulaci. Velikost prvku se zadává ve třech na sebe kolmých směrech. Pro posouzení vhodné velikosti prvků výpočetní sítě byl tento atribut zadán formou parametru a po několika simulacích sériových kanálů hlavy válce zvolen na hodnotu 1 mm. Menší velikost už totiž nepřinesla výraznější zlepšení výsledků, naopak značně prodloužila výpočtový čas. Velikost prvků je dále možné globálně zmodifikovat změnou měřítka výpočtové sítě nebo nastavit lokální zhuštění výpočtové sítě pomocí nástroje „adaptive mesh refinement“. Předdefinovaná šablona v sobě dále má minimální, maximální a počáteční hodnotu velikosti časového kroku, se kterým pracuje CFD řešič. Velikost časového kroku se při výpočtech pohybuje v zadaném rozmezí, může se však dynamicky měnit na základě konvektivních čísel. Jako poslední je pro řešení turbulentních stavů přednastaveno Schmidtovo a Prandltovo číslo.

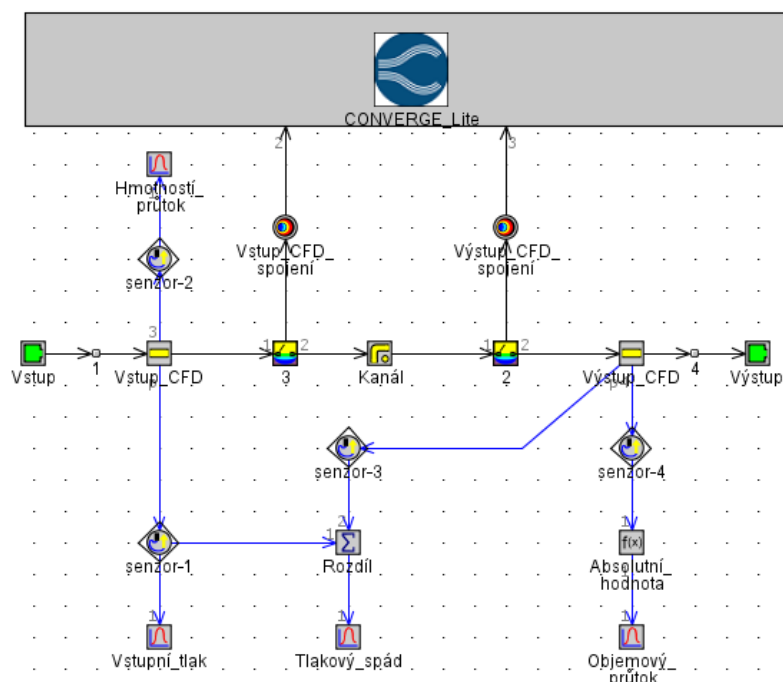
Při výpočtech jednotlivých fyzikálních veličin se CFD řešič pohybuje v určitých numerických tolerancích, které byly zadány opět pomocí předvyplněné šablony do řádku č. 3. Řádek čtvrtý slouží pro definici okrajových podmínek, kde se zadává teplota stěn výpočtového modelu a složky rychlosti proudící tekutiny ve třech vzájemně kolmých osách v místě stěny. Teplota stěn byla převzata z okrajových podmínek (zadaných v GT-Suite) a všechny složky rychlosti

byly nastaveny na hodnotu rovnu nule. Neméně důležité je nastavení inicializačních podmínek, které mohou ovlivnit rychlost dosažení ustáleného stavu simulace. Dále je třeba CFD řešiči definovat vlastnosti proudící tekutiny, konkrétně tedy složení a závislost tepelné vodivosti spolu s dynamickou viskozitou na teplotě. I zde je možné použít šablonu, tak jako pro nastavení turbulentního modelu, který vychází z publikované příručky k softwaru CONVERGE. Jednou z nevýhod CFD modulu CONVERGE Lite je, že po provedení simulace neumí v postprocesoru vizualizovat výsledky. Zaškrtnutí volby „Vizualization file output“ však umožní vygenerovat soubory pro následné zpracování v určitém CFD postprocesoru.

Ve třetí záložce CFD modulu se nachází nastavení CONVEGE Lite simulace. Zde se pouze upřesňuje způsob ukládání zpráv generovaných řešičem, možnost jejich zobrazení při běhu simulace a pracovní adresář pro ukládání výstupních souborů.

5.6 CFD VÝPOČTY HLAVY VÁLCE

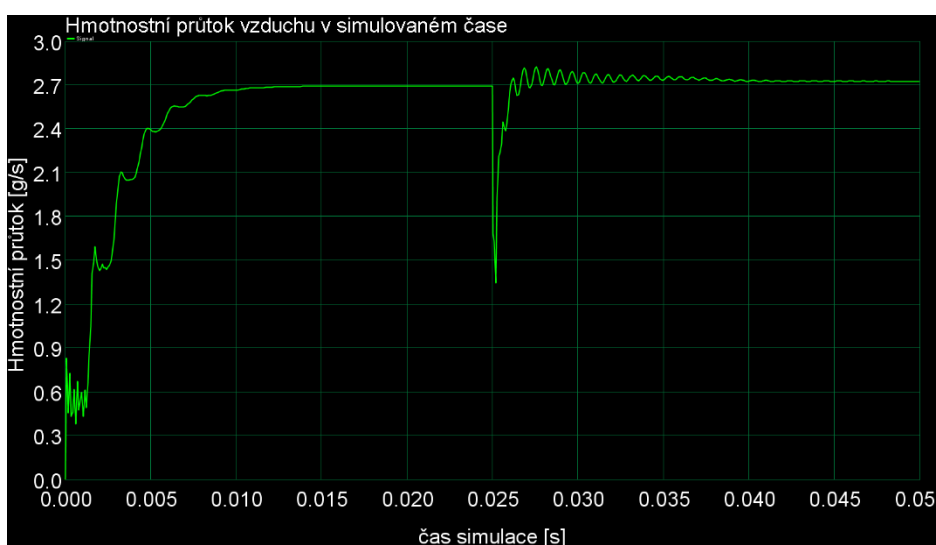
Po provedeném nastavení všech položek v CFD modulu CONVERGE Lite je možné jeho ikonu spojit s již vytvořeným 1D matematickým modelem hlavy válce v prostředí GT-Suite. Při spojování je nutné správně definovat identifikační čísla, která jsou pro spojení příslušného prvku „CFDFlowConn“ a „CONVERGE Lite“ vyžadována. Prakticky to znamená, že pokud 1D GT-Suite modelem simulujeme zleva doprava tok vzduchu z okolního prostředí do válce, je třeba zvolit před vstupem do prvku s označením „Kanál“ identifikační číslo 2 (kterým byla označena vstupní plocha do kanálu) a identifikačním číslem 3 (kterým byla označena spodní plocha válcové jednotky) definovat spojení za samotným prvkem „Kanál“. Matematický model je však ještě nutné doplnit několika senzory. Jak je z obr. 55 patrné, vstupní a výstupní potrubí jsou vybaveny senzory pro detekci tlakového spádu a vstupního tlaku. To umožní kontrolovat, zdali jsou při běhu simulace stále dodrženy okrajové podmínky. Výstupní potrubí poskytuje přímé odečítání námi zjišťované veličiny, což je objemový průtok vzduchu.



Obr. 55 Matematický model hlavy válce s implementovaným CFD modulem

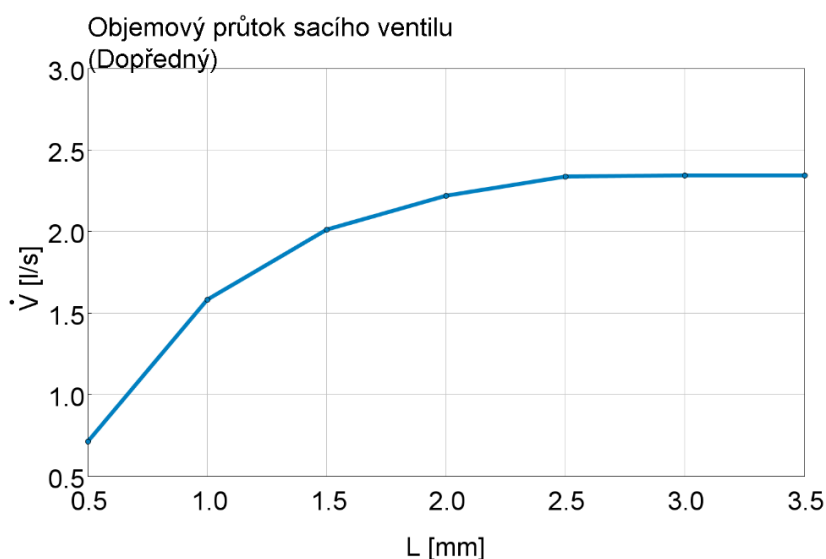
5.6.1 KONVERGENTNÍ KRITÉRIUM SIMULACE

Poslední z neméně důležitých senzorů, kterými je matematický model hlavy válce vybaven, je snímač hmotnostního průtoku vzduchu. Ten v našem případě hraje klíčovou roli při posuzování konvergence CFD simulace. Obecně totiž platí, že ustálených výsledků CFD simulace je dosaženo při stacionárním hmotnostním toku tekutiny daným prostorem. Další běh simulace poté již ztrácí na významu, protože může naopak dojít k její divergenci. S tím souvisí i již zmiňované nastavení hodnot doby trvání každé ze dvou fází celé simulace. Na obr. 56 je vidět jeden ze čtyř grafů generovaných po zapnutí GT-Suite simulace, jedná se o již zmiňovaný hmotnostní průtok sériovým sacím kanálem v simulovaném čase. První fáze simulace, kdy GT-Suite počítá s odpojeným CFD modulem, je naprosto spolehlivě ustálena po uplynutí 0,025 s. Po vzájemném propojení obou řešičů dojde k ustálení druhé fáze simulace opět po uplynutí dalších 0,025 s.

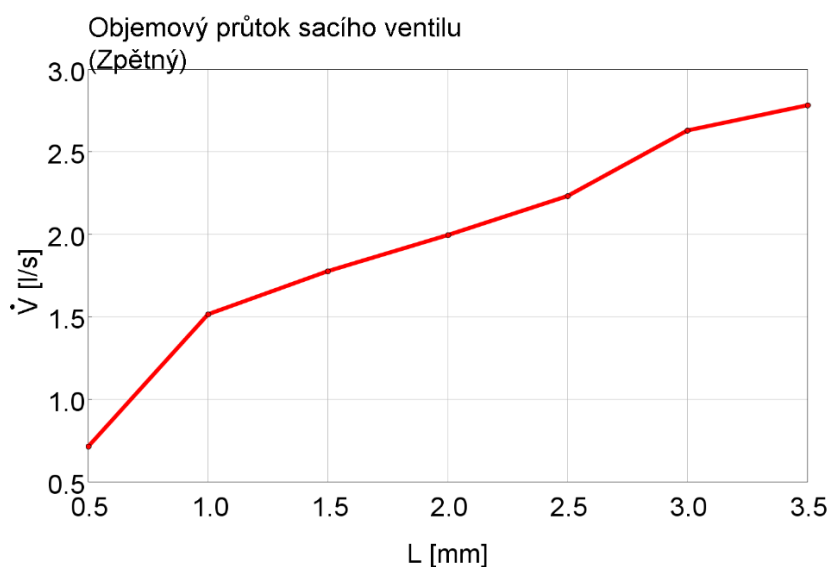


Obr. 56 Posouzení konvergence obou fází simulace

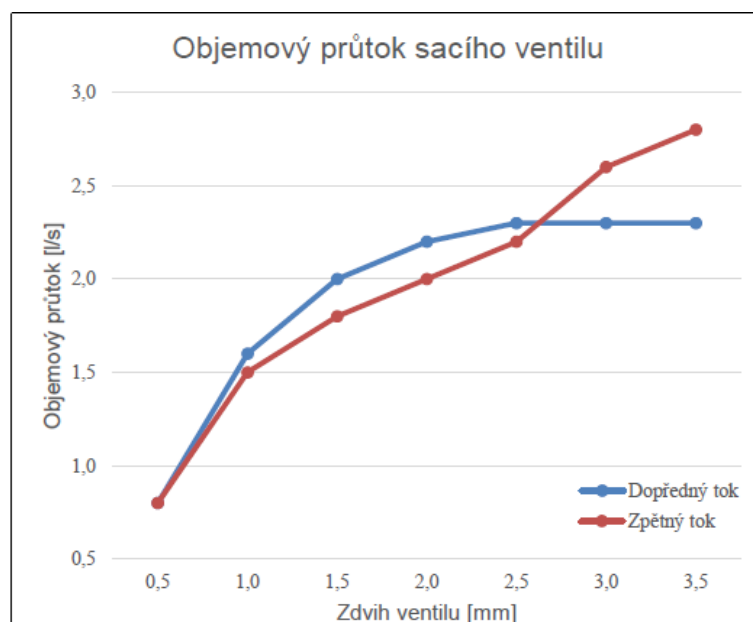
5.6.2 VERIFIKACE DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ



Obr. 57 Simulovaný objemový průtok sacím kanálem (dopředný)



Obr. 58 Simulovaný objemový průtok sacím kanálem (zpětný)



Obr. 59 Změřený objemový průtok sacím ventilem [33]

Pro ověření správnosti výsledků poskytovaných matematickým modelem hlavy válce byl CFD výpočtům podroben nejdřív sériový sací a výfukový kanál. Výchozím předpokladem bylo ztotožnění se s hodnotami objemového průtoku vzduchu, které byly naměřeny na reálné hlavě válce na profukovací stanici SuperFlow SF-260. Na obr. 57 a 58 lze vidět výsledky CFD výpočtů sériového sacího kanálu z modulu GT-Post. Vzhledem k tomu, že prakticky ve všech bodech téměř kopírují výsledky naměřené na reálné hlavě válce (obr. 59), lze považovat matematický model za věrohodný.

5.6.3 DISKUZE VLIVU BEZODPOROVÉHO VSTUPU

Přestože se simulované i změřené hodnoty objemového průtoku sériovým sacím kanálem téměř shodují, stojí za úvahu, zdali simulované výsledky ovlivní, či neovlivní použití bezodporového vstupu. Pro potlačení jevů ovlivňujících proudění tekutiny v oblasti vtokové

části se k výpočtovým CFD modelům přidávají zakončení vtokové soustavy, což dobře ilustruje obr. 60. Sací kanál plynule přechází do většího válce, jenž představuje okolní vzduch. Přechodová křivka odpovídá tvaru čtvrtině elipsy, protože klade proudícímu vzduchu nejmenší hydraulický odpor. Po provedených CFD výpočtech takto upraveného sacího kanálu bylo dospěno k závěru, že výsledky řešení nejsou příliš ovlivněny, naopak se značně prodlužuje skutečný čas celé simulace.



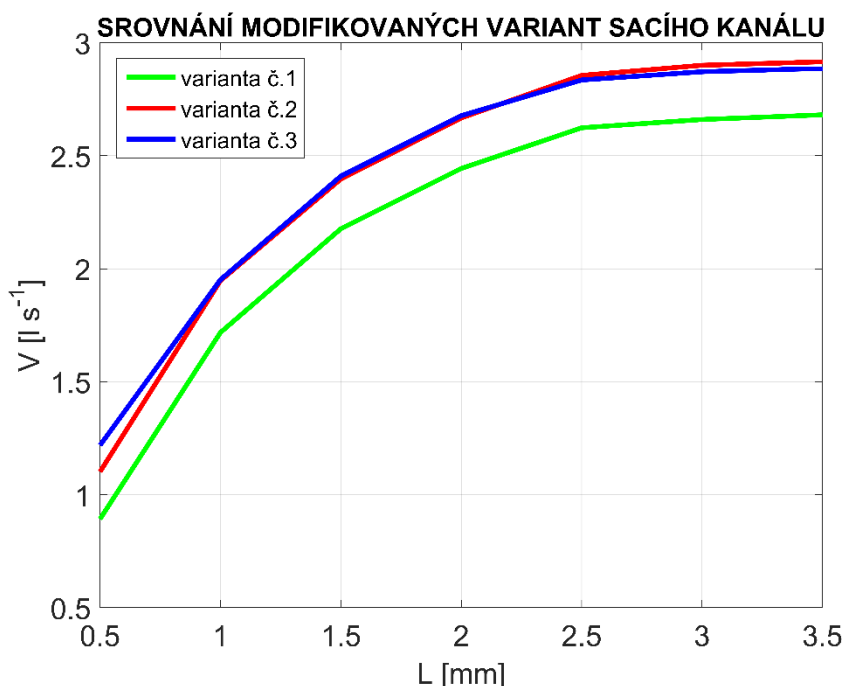
Obr. 60 Řez výpočtovým CFD modelem doplněným bezodporovým vstupem

5.6.4 ZHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

S využitím matematického modelu hlavy válce byly nejprve vypočítány vlastnosti modifikovaných variant sacího kanálu v dopředném směru. Výsledky je možné si prohlédnout na obr. 61. Jak již plyne z očekávání, nejhorších vlastností dosahuje první modifikovaná varianta sacího kanálu, protože si musela vystačit s továrním průměrem v sedle ventilu. Lepší výsledky prokázaly druhá a třetí varianta sacího kanálu, kde byl průměr v sedle ventilu zvětšen na úkor průměru v sedle ventilu výfukového. Výsledky těchto obou variant jsou téměř vyrovnané. V oblasti nižších a středních zdvíchů ventilu má velice nepatrně navrch varianta třetí, zatímco ve vysokých zdvíchů ventilu nepatrně dominuje varianta druhá.

Co je podstatné, tak sériový motor pracuje s maximálním zdvihem obou ventilů 2,8 mm, a jak je z obr. 61 patrné, tak vyšší zdvih již nepřináší lepší plnění, ba naopak se zvyšuje nebezpečí kolize pístu s ventilem a rovněž nastane složitější konstrukce vačky. Z toho důvodu byla pro další analýzu, resp. výpočet objemového průtoku vzduchu i ve směru zpětném podrobena varianta sacího kanálu č. 3. Jen pro úplnost dodejme, že v matematickém modelu hlavy válce toho bylo dosaženo pouhou změnou tlakového spádu v nastavení okrajových podmínek.

Při posuzování vlastností modifikovaných výfukových kanálů odpadá nutnost propočítávat variantu první, protože je ze zástavbových důvodů potřeba použít kanál s menším průměrem v sedle výfukového ventilu. Výpočty druhé a třetí varianty opět vůči sériové konstrukci prokázaly zlepšení a pro nižší a střední zdvihy ventilu dosáhla nepatrně lepších výsledků opět varianta třetí.



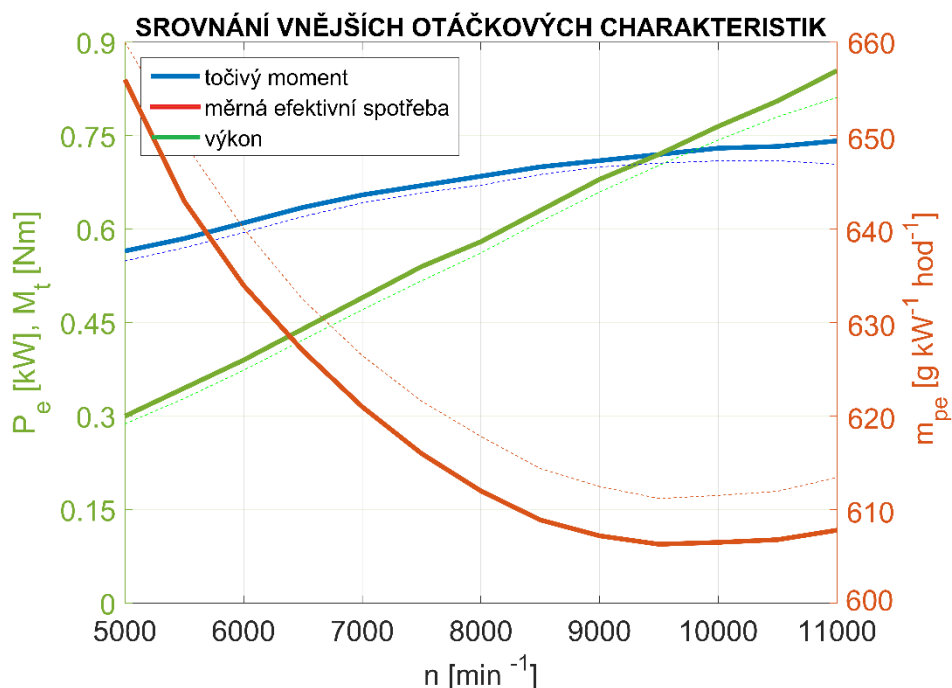
Obr. 61 Vypočtený dopředný tok modifikovanými sacími kanály

Vypočtené objemové průtoky vzduchu třetí modifikovanou variantou sacího i výfukového kanálu byly následně pomocí matematického modelu simulujícím proudění potrubím (viz podkapitola 3.7) přepočteny na průtokové koeficienty – viz tab. 6. Posléze byly tyto získané průtokové koeficienty nahrány do matematického modelu spalovacího motoru, závěrečné výsledky všech prováděných úprav hlavy válce si lze prohlédnout na obr. 62.

Tab. 6 Průtokové součinitele upraveného sacího a výfukového kanálu

Zdvih ventilu [mm]	Průtokový součinitel sacího kanálu		Průtokový součinitel výfukového kanálu	
	Dopředný tok	Zpětný tok	Dopředný tok	Zpětný tok
0,5	0,1562	0,1601	0,1389	0,1267
1	0,2554	0,2305	0,2531	0,2789
1,5	0,3213	0,2916	0,3596	0,3978
2	0,3615	0,3389	0,4037	0,4499
2,5	0,3861	0,3694	0,4328	0,4639
3	0,3918	0,4064	0,4540	0,4763
3,5	0,3942	0,4376	0,4817	0,4728

Výkon, resp. točivý moment se zlepšil v celém simulovaném otáčkovém spektru (čárkovaně jsou původní hodnoty, plnou čarou po optimalizaci). Maximální výkon vzrostl z 810 W na 854 W, tj. procentuální zlepšení 5,4 %. Motor tak nabídne měrný výkon $1,727 \text{ kW} \cdot \text{hod}^{-1}$ (oproti továrním $1,667 \text{ kW} \cdot \text{hod}^{-1}$), budeme-li uvažovat přibližně stejnou hmotnost hlavy válce a prvků ventilového rozvodu. Točivý moment vzrostl z původních $0,7 \text{ N} \cdot \text{m}$ na $0,74 \text{ N} \cdot \text{m}$. Podstatné zlepšení je vidět i na poklesu měrné efektivní spotřeby paliva.

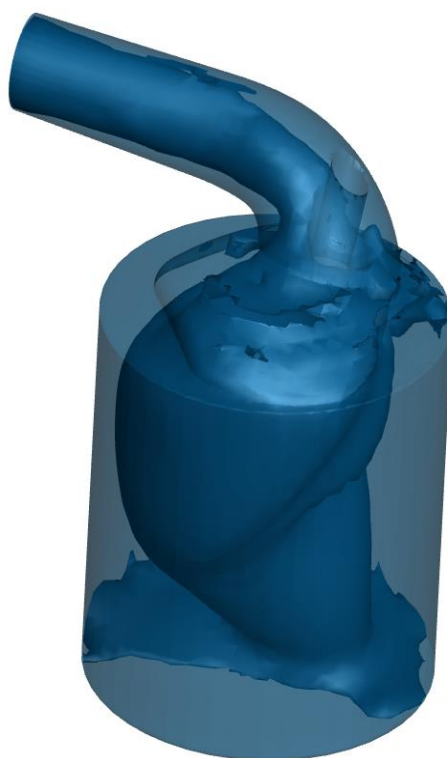


Obr. 62 Parametry motoru před (čárkovaně) a po (plnou čarou) optimalizaci hlavy válce

5.6.5 VIZUALIZACE DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

Jak již bylo řečeno, postprocesor modulu CONVERGE Lite neumí graficky vizualizovat proudění, ale umožňuje vygenerování souborů s příponou .out do stanoveného pracovního adresáře. Tyto vizualizační soubory se zapisují v intervalu specifikovaném v nastavení CONVERGE Lite modelu. Nelze je však přímo použít pro následné zpracování, je totiž třeba je převést do nějakého z formátů, se kterými pracují komerční CFD postprocesory. Pro tento účel je v GT-Suite zahrnutý program converge_post, který lze nalézt v jeho instalační složce. Tento program je důležité spouštět ze stejného adresáře, kde jsou umístěné i vizualizační soubory. Po jeho spuštění se spustí průvodce, se kterým uživatel komunikuje prostřednictvím příkazového řádku. Specifikuje se zde výběr konkrétních souborů pro převod a zadá se název a požadovaný formát exportovaných souborů. Závěrem je třeba upřesnit požadované fyzikální veličiny pro vizualizaci (současně je třeba mít je zaškrtnuté i v nastavení CONVEGE Lite modelu v řádku „Vizualization file output“).

Práce s výsledky CFD simulací je v současné době umožněna celou řadou postprocesorů. Ke konkrétní ukázce byl využit softwarový nástroj Tecplot 360, který je hojně využíván pro zpracovávání výsledků CFD simulací. Ten nabízí možnost grafické interpretace zvolených fyzikálních veličin (hmotnostního toku, teploty, tlaku, ...) ve vybraných kontrolních rovinách výpočtového modelu, vizualizaci tvaru a směru proudnic a mnoho dalších užitečných nástrojů. Zajímavostí je také funkce animace vývinu proudění v čase, což vystihuje jeden snímek z animace – viz obr. 63.



Obr. 63 Vizualizace proudění upraveným sacím kanálem

6 PŘEPLŇOVÁNÍ MECHANICKY POHÁNĚNÝM DMYCHADLEM

Přeplňování vozidlových spalovacích motorů zaznamenává v poslední době veliký pokrok, přeplňovaná je naprostá většina vznětových vozidlových motorů a v podstatné míře i mnoho zážehových vozidlových motorů. Dnešní výrobci vozidel jsou nuceni vyrábět stále menší, kompaktnější a lehčí agregáty, k čemuž si dopomáhají právě přeplňováním, čímž dokáží ze spalovacího motoru s menším zdvihovým objemem získat stejné provozní parametry jako z motoru se zdvihovým objemem řádově větším (tzv. downsizing). Eventuální možnost je získat z motoru stejné konfigurace vyšší výkon a točivý moment, což bude právě předmětem této kapitoly. Lze tedy konstatovat, že přeplňovaný motor bude mít vždy vyšší litrový výkon. Vlivem vyšších dosahovaných účinností je v současnosti obrovským benefitem přeplňovaných motorů nižší měrná spotřeba paliva a tím nižší množství produkovaných emisí.

6.1 DŮVOD A ZPŮSOBY PŘEPLŇOVÁNÍ

Pro získání vyššího výkonu spalovacího motoru je třeba spálit větší množství paliva, k němuž je třeba (při zachování požadovaného součinitele přebytku vzduchu) přivést vyšší množství vzduchu, resp. zvýšit jeho plnicí hustotu, což je účel přeplňování. Navyšujeme tak hodnoty středního efektivního tlaku, potažmo efektivního výkonu, pro nějž platí rovnice [44]

$$P_e = i V \frac{H_u}{L_{vt} \lambda} \rho_{pl} \eta_d \eta_i \eta_m \frac{n}{60 \tau}, \quad (29)$$

kde:

P_e	[W]	efektivní výkon motoru,
i	[-]	počet válců motoru,
H_u	[J·kg ⁻¹]	dolní výhřevnost paliva,
L_{vt}	[-]	teoretické množství vzduchu pro spálení 1 kg paliva,
λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu,
τ	[-]	taktnost motoru,

ze které lze jasně vidět lineární závislost efektivního výkonu na hustotě plnicího vzduchu. Ze stavové rovnice ideálního plynu můžeme pro hustotu plnicího vzduchu odvodit vztah

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{r_{vz} T_{pl}}, \quad (30)$$

kde:

p_{pl}	[MPa]	tlak plnicího vzduchu
r_{vz}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná plynová konstanta vzduchu,
T_{pl}	[K]	teplota plnicího vzduchu.

Jak vyplývá z rovnice (30), vyšší hustotu plnicího vzduchu můžeme získat zvýšením plnicího tlaku, snížením teploty plnicího vzduchu, nebo jejich kombinací. Ke snížení teploty plnicího vzduchu slouží mezichladič stlačeného vzduchu a ke zvýšení plnicího tlaku se, kromě již zmíněného dynamického plnění válce motoru, může pro zkoumaný motor využít:

- přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem
- přeplňování turbodmychadlem
- kombinované přeplňování

Kombinované přeplňování znamená současné nasazení turbodmychadla i mechanicky poháněného dmychadla. Ve výčtu možností není záměrně uvedeno kompaundní přeplňování, které se pro svoji velikost, složitost a cenu využívá takřka jen ve velkých vznětových motorech nákladních vozidel. Přeplňování tlakovými vlnami (tzv. Comprex) se z důvodu nemožnosti regulace množství nasávaného vzduchu hodí opět jen pro vznětové motory. Další potenciální možností je přeplňování modelářského motoru vzduchem proudícího od vrtule, kterou motor pohání.

Z důvodu konstrukce motoru FS A-62V (zejména konstrukce stávající hlavy válce společně s rozložením sériového sacího a výfukového systému) se jako nejlepší kandidát pro přeplňování motoru jeví systém s mechanicky poháněným dmychadlem. Ten v našem případě představuje stěžejní výhodu, a to jednoduchost a nízkou hmotnost. Další výhodou představuje instalace a případný servis a údržba, mechanicky poháněné dmychadlo lze jednoduše přišroubovat k horní, nebo boční straně spalovacího motoru, zatímco instalace turbodmychadla znamená velký zásah do výfukového systému motoru. S tím souvisí i vysoká teplota výfukových plynů zážehových motorů, na kterou musí být dimenzovány prvky turbodmychadla na straně turbíny. Mechanicky poháněná dmychadla oproti turbodmychadlům zaručují okamžitý účinek, protože jsou přímo poháněna klikovým hřídelem. U turbodmychadel totiž existuje prodleva, tzv. turboefekt, který znamená zpoždění nástupu účinku dmychadla za turbínou, než výfukové plyny roztočí oběžné kolo turbíny na určité otáčky. Největší nevýhodou tohoto systému představuje mechanická vazba mezi dmychadlem a klikovým hřídelem znamenající odběr určité části výkonu motoru, běžně se uvádí ztrátová hodnota 10 %.

6.2 VÝBĚR VHODNÉHO TYPU DMYCHADLA

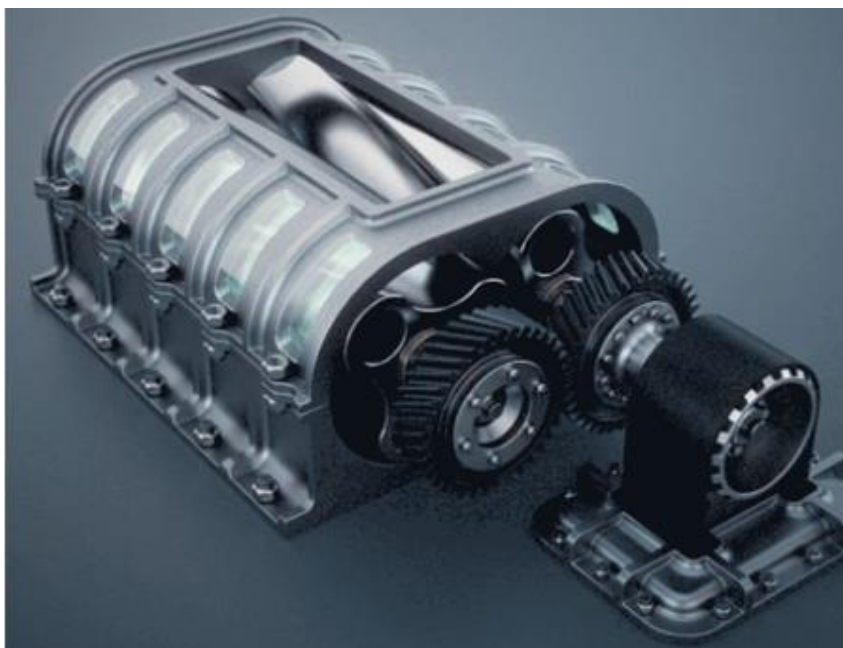
Pro posouzení vhodnosti konkrétního typu dmychadla je nejprve nutné popsat si charakteristiky mechanicky poháněných dmychadel využívaných v automotive. Podle principu činnosti lze zvolit mechanicky poháněné buď objemové (využívá se zubové, šroubové nebo spirálové) nebo rychlostní (dominantou je radiální) dmychadlo.

Objemová dmychadla pracují, jak už z názvu vyplývá, na principu změny objemu stlačovaného vzduchu. Tlak vystupujícího plynu, který jsou tato dmychadla schopna vyvodit, je nezávislý na jejich otáčkách, závisí ale na velikosti příslušného dmychadla, jeho typu nebo i velikosti škodlivého prostoru. Dmychadla jsou schopna do motoru dopravovat určité množství vzduchu, jenž je funkcí především objemu a otáček dmychadel, zároveň nepatrně klesá se zvýšeným požadavkem výstupního tlaku. Obecně se vlivem nespojitého proudění vzduchu do výtlačného potrubí vyznačují tlakovými pulzacemi na výtlačné straně, které způsobují hluk, vibrace a nerovnoměrnou plnicí účinnost motoru.

6.2.1 ZUBOVÉ DMYCHADLO

Zubové dmychadlo, někdy označováno jako Rootsovo, je nejstarší typ mechanicky poháněného dmychadla. Pouze u toho typu dmychadla nedochází ke stlačování vzduchu v jeho samotné skříni, nýbrž až na výstupu z dmychadla vlivem hromadění plnicího vzduchu. Základem zubového dmychadla je již zmiňovaná skříň, dva spoluzabírající rotory (každý rotor má zpravidla 2, 3 nebo 4 zuby), ozubená kola a ložiska rotorů. Celou sestavu Rootsova dmychadla dobře ilustruje obr. 64. Ozubená kola tvoří pohon obou rotorů, smysl otáčení jednoho rotoru je opačný vůči rotoru druhému. Vzduch je v radiálním směru nasáván rotujícími rotory a je veden na vnější straně rotorů, resp. vnitřní straně skříně dmychadla na protilehlou výtlačnou stranu.

K zmírnění vzniklých tlakových pulzací na výstupu z dmyhadla se využívají rotory s více zuby nebo se zuby stáčí do tvaru spirály, přičemž každý zub jednoho rotoru je zatočen levotočivě a každý zub druhého rotoru pravotočivě. Velkou nevýhodou Rootsových dmychadel je poměrně velké ohřátí vzduchu na výtlačné straně. Dmyhadlo má tendenci nasávat teplý vzduch z výtlačného potrubí zpět do jeho skříně, čímž dochází k ohřevu rotorů i přívodního vzduchu. Naopak výhodou Rootsových dmychadel je jejich jednoduchá konstrukce, tedy i vysoká spolehlivost, odolnost a poměrně malé rozměry. Dominantně jsou Rootsova dmyhadla vhodná pro spalovací motory pracující v nízkých či středních otáčkách. Dmyhadla se naopak nehodí pro vysoké otáčky, kde vlivem vysokých teplot vzduchu totiž účinnost ztrácí.



Obr. 64 Rootsovo dmyhadlo [45]

6.2.2 ŠROUBOVÉ DMYCHADLO

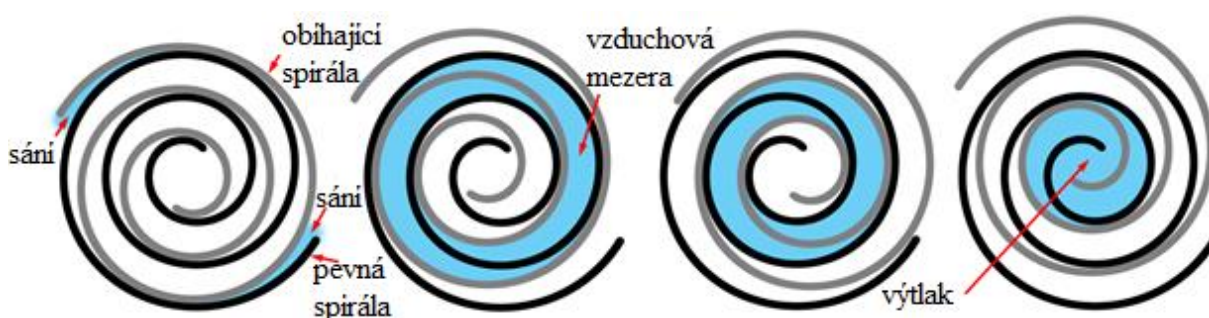
Konstrukce šroubového dmyhadla, které je mnohdy nazýváno po svém tvůrci Lysholmovo, připomíná zubové dmyhadlo, ovšem zásadní rozdíl je v interním stlačování vzduchu. Lysholmovo dmyhadlo rozeznáme od Rootsova rozdílným tvarem příčného průřezu rotorů, jak můžeme vidět z obr. 65. Dmyhadlo opět disponuje dvěma, ale zde už navzájem odlišnými rotory. Tzv. hlavní rotor má konvexní tvar zubů, zatímco rotor vedlejší disponuje větším počtem zubů s konkávním tvarem. Oproti Rootsovým dmyhadlům jsou zuby rotorů zatočeny více do šroubovice. Pohon obou rotorů opět zajišťuje ozubené soukolí s převodovým poměrem rovným poměru počtu zubů vedlejšího a hlavního rotoru. Rotory nejsou ve vzájemném kontaktu a nedochází tedy k jejich opotřebení. Vzduch vstupuje do dmyhadla zadní nebo horní stranou a je stlačován uvnitř mezi rotory, protože se pracovní mezera mezi nimi postupně zmenšuje. Vzduch je postupně v axiálním směru veden do přední strany dmyhadla, kde je vypouštěn. Dmyhadlo vyvozuje velký výstupní tlak již od nízkých otáček, obecně je schopno dosáhnout vysokých stlačen a vystupující vzduch není tak ohříván jako u dmychadel typu Roots. Výhodou je výhodný průběh hmotnostního průtoku vzduchu dmyhadlem, který umožňuje dosáhnout ploché křivky točivého momentu. Dmyhadlo, resp. rotory jsou náročnější na výrobu a na přesné uložení ve skříni dmyhadla, a tak cena těchto dmychadel není nejnižší. Další nevýhodou představuje vyšší hlučnost a citlivost provozních parametrů dmyhadla na rotorovou vůli.



Obr. 65 Šroubové dmychadlo [46]

6.2.3 SPIRÁLOVÉ DMYCHADLO

Spirálové dmychadlo je tvořeno skříní dmychadla a dvěma spirálami, které jsou vůči sobě zrcadlově umístěné, jedna zapadá do druhé a vzájemně se po sobě odvalují. Tvar spirál vychází z profilu odpovídající evolventní křivce či Archimédově spirále, díky čemuž se spirálové dmychadlo nazývá někdy jako G-dmychadlo. Jedna spirála je pevně spojena se skříní a druhá je uložena na excentrickém hřídeli a koná tak krouživý pohyb. Při pohybu pohybující se spirály dojde nejprve k vytvoření mezery mezi oběma spirálami v oblasti sací části (obr. 66 vlevo) a následnému zvětšení objemu této mezery, čímž dojde k nasátí určitého množství vzduchu. Vzduch je tak nasán v radiálním směru do prostoru mezi spirálami. Sací část je při dalším pohybu obíhající spirály uzavřena, čímž je nasátý vzduch nucen putovat směrem ke středu dmychadla. Vlivem zmenšování objemu dochází k jeho postupnému stlačování, což je dobře vidět z obr. 66 uprostřed. Uprostřed dmychadla putuje stlačený vzduch v axiálním směru do výtlačného potrubí.

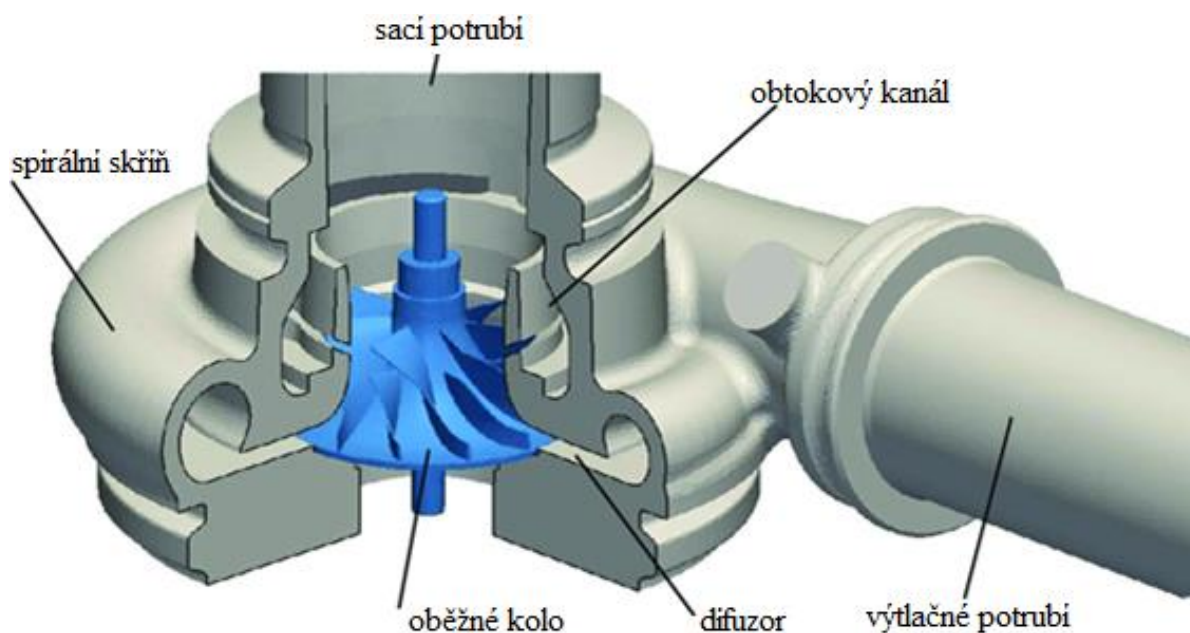


Obr. 66 Princip práce spirálového dmychadla (převzato a upraveno z [47])

Velkou výhodou těchto dmychadel jsou jejich malé rozměry a díky téměř konstantnímu proudění vzduchu velice malé vzniklé tlakové pulzace vystupujícího vzduchu – dmychadla jsou velice tichá. Nevýhodou je vysoká výrobní náročnost a složité utěsnění spirál.

6.2.4 DMYCHADLO ROTREX

Dmychadla Rotrex patří do skupiny rychlostních dmychadel. Jejich základní princip zvyšování tlaku vystupujícího vzduchu spočívá ve zvýšení kinetické energie proudícího vzduchu a její následné přeměny na energii tlakovou. Dmychadla se vyznačují svým radiálním uspořádáním (vzduch vstupuje do dmychadla axiálně a vystupuje radiálně), jehož výhodou se skrývá zejména v jednoduché konstrukci spojené s malými rozměry, relativně nízkými výrobními náklady a možnosti dosáhnout vysokých stlačen v jednostupňovém stroji. Na rozdíl od objemových dmychadel dodává radiální dmychadlo vzduch kontinuálně, vlivem konečné tloušťky lopatek oběžného kola dochází pouze k mírnému kolísání rychlosti na výstupu. Díky tomu je produkce hluku nižší. Významný rozdíl je také ve způsobu zvyšování tlaku vystupujícího vzduchu, který je navyšován s rostoucími otáčkami. To má za následek značnou nevýhodu těchto dmychadel, což je právě dosahovaný nízký plnicí tlak v nízkých otáčkách. Obecně se také dá říct, že pro velký výstupní tlak je třeba velmi vysokých otáček, mimoto nejvyšší tlak vůbec je dosažen při otáčkách maximálních.



Obr. 67 Radiální dmychadlo (převzato a upraveno z [48])

Těleso dmychadla tvoří vstupní a výstupní hrdlo, oběžné kolo, difuzor a spirální skříň. Oběžné kolo může být dvojího provedení, a to jednostranné či oboustranné (dual boost), s krycím diskem nebo bez disku. Vstupní část se nazývá záběrník, což je axiální část lopatkování, která usměrňuje proudící vzduch do vlastního radiálního lopatkování. Vlivem rotujícího oběžného kola je vstupním hrdlem nasáván do dmychadla vzduch. Na hřídel oběžného kola je přiváděna práce, která je prostřednictvím lopatek oběžného kola předávána proudícímu vzduchu. Ten postupuje lopatkami oběžného kola a vlivem zvyšování absolutní rychlosti proudícího vzduchu roste jeho kinetická energie. Současně vlivem odstředivých sil vzrůstá jeho tlak a teplota. Tvar lopatek je významný činitel při návrhu dmychadla, protože ovlivňuje průběh charakteristiky dmychadla. Rozeznáváme tři druhy tvarování lopatek, a to dopředu zahnuté (po směru smyslu otáčení oběžného kola), dozadu zahnuté (proti směru smyslu otáčení) a radiální. Oběžná kola současných dmychadel mají dozadu zahnuté lopatky. Důvodem je největší dosahovaná škála pracovní oblasti stroje, tvar je rovněž příznivý pro proudění vzduchu, což vede k dobré účinnosti. To vše za cenu nepatrně nižšího stlačení vzduchu.

Ke zvýšení šířky pracovní oblasti dmyhadla (o tom podrobněji v podkapitole 6.3.2) se také využívá obtokový kanál, který je možné vidět na obr. 67. Obtokový kanál spojuje prostor nad záběrníkem s prostorem před oběžným kolem, přetékání vzduchu je řízeno aktuálním tlakovým spádem mezi těmito místy. Při dosažení meze pumpování proudí vzduch opačným směrem od oběžného kola proti hlavnímu proudu vzduchu, čímž dojde k pozitivnímu ovlivnění úhlu náběhu lopatek v oblasti záběrníku a ke stabilizaci chodu dmyhadla. Při dosažení meze přehlcení je vzduchu naopak umožněno proudit skrze obtokový kanál do oběžného kola, zvětšit tak průtok vzduchu dmyhadlem a posunout tím mez přehlcení [49]. Ve stabilní oblasti charakteristiky dmyhadla jsou tlakové poměry téměř vyrovnané, vzduch kanálem v podstatě nepřetéká.

Vzduch, opouštějící vysokou absolutní rychlostí oběžné kolo, se dostává do difuzoru, pevné části obklopující oběžné kolo. Difuzor má za úkol přeměnit vysokou kinetickou energii proudu vzduchu na energii tlakovou. Může být dvojího druhu, a to lopatkový nebo bezlopatkový. Ve vozidlových aplikacích se zpravidla využívá bezlopatkový difuzor, který společně s jeho jednoduchou konstrukcí umožňuje dosáhnout širší stabilní oblasti práce dmyhadla, bohužel však za cenu nižšího dosahovaného stlačení a maximální účinnosti. Příčinou užší stabilní oblasti charakteristiky dmyhadla s lopatkovým difuzorem je odtrhávání proudu vzduchu od lopatek difuzoru v případě, že se vstupní úhel proudu významně liší od úhlu náběhu lopatek [49]. Děje se tak při měnícím se pracovním režimu dmyhadla. Lopatkový difuzor bývá uspořádán tak, že za výstupem z oběžného kola je zařazen bezlopatkový difuzor tvořený radiálním kanálem zpravidla o konstantní šířce, jehož průtočná plocha se v radiálním směru postupně zvyšuje a dochází tak ke zpomalování proudu vzduchu. Teprve za ním je zařazen difuzor lopatkový. Ten proudící vzduch při nárazu na lopatky ještě účinněji zpomalí, což významně sníží jeho rychlost a zvýší tlak.

Pro rozšíření oblasti stabilní práce dmyhadla může být lopatkový difuzor vybaven systémem natáčivých lopatek, který upravuje úhel náběhu lopatek (v závislosti na aktuálním pracovním režimu dmyhadla) a zabraňuje tím odtrhávání proudu vzduchu od profilu lopatky [49]. Tento systém je však konstrukčně náročný a nákladný.

Stlačený vzduch je následně po obvodu difuzoru sbírán do spirálové skříně, ve které dojde vlivem postupného rozšiřování jejího příčného průřezu ještě k mírnému nárůstu tlaku a teploty. Spirálová skříň je zakončena výstupním hrdlem.

6.3 TEORIE RADIÁLNÍCH DMYCHADEL

S ohledem na předpokládaný převažující pracovní režim motoru FS A-62V (vysoké otáčky) a s požadavkem na jednoduchou konstrukci, malé rozměry a nízkou hmotnost bylo pro přeplňování motoru FS A-62V zvoleno radiální dmyhadlo. Před samotným návrhem je třeba si nejprve rozvést základní fakta a veličiny, které s radiálními dmyhadly souvisí.

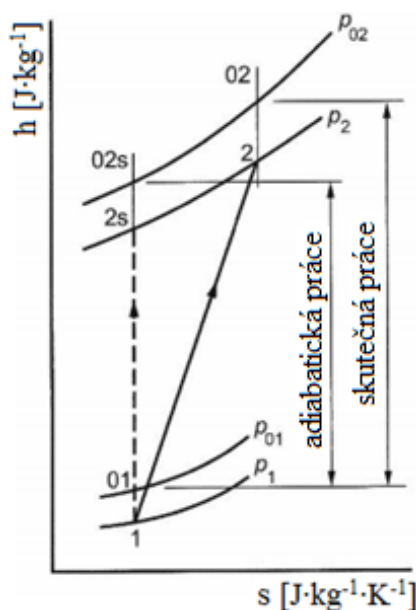
6.3.1 TERMODYNAMIKA RADIÁLNÍCH DMYCHADEL

Vlastnosti každého radiálního dmyhadla lze posuzovat podle toho, jaký výstupní tlak je při konkrétních otáčkách schopno vyvinout a současně s tím kolik vzduchu (hmotnostně, příp. objemově) jím projde při normálním atmosférickém tlaku. Obecně se ale místo výstupního tlaku při výpočtech pracuje s tlakovým poměrem, jenž je dán jednoduchým vztahem

$$\varepsilon_p = \frac{p_{02}}{p_{01}}, \quad (31)$$

kde:

ε_p	[-]	tlakový poměr dmyhadla,
p_{02}	[MPa]	totální tlak vzduchu na výstupu z dmyhadla,
p_{01}	[MPa]	totální tlak vzduchu na vstupu do dmyhadla.



Obr. 68 Porovnání adiabatické a skutečné komprese (převzato a upraveno z [49])

Při posuzování termodynamických vlastností a výpočtech rychlostních dmyhadel se využívá h-s diagramů. Důležitým faktorem zde je tzv. adiabatická účinnost dmyhadla. Ta zahrnuje skutečnost, že příčinou druhého termodynamického zákona je na stlačení vzduchu skutečným dmyhadlem zapotřebí více dodané práce než u ideálního adiabatického dmyhadla pracujícího bez sdílení tepla s okolím. Na obr. 68 je čárkovanou čarou znázorněn adiabatický vratný děj, jedná se o kompresi ideálního plynu. V reálném radiálním dmyhadle (na obr. 68 znázorněno plnou čarou) však komprese probíhá při vysokých průtokových rychlostech plynu v kanálech, což je spojeno s relativně velkými nevratnými ztrátami. Ty se navenek projevují přívodem tepla stlačovanému plynu a zvýšení teploty plynu na konci komprese. Adiabatická účinnost je krom samotného aerodynamického návrhu dmyhadla závislá zejména na pracovním režimu dmyhadla. Je možno ji definovat vztahem [44]

$$\eta_{s,D} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}}, \quad (32)$$

kde:

$\eta_{s,D}$	[-]	adiabatická účinnost dmyhadla,
h_{02s}	[J·kg⁻¹]	měrná totální entalpie na výstupu z dmyhadla po adiabatic. kompresi,
h_{02}	[J·kg⁻¹]	měrná totální entalpie na výstupu z dmyhadla po skutečné kompresi,
h_{01}	[J·kg⁻¹]	měrná totální entalpie pracovní látky na vstupu do dmyhadla.

S předpokladem nezávislosti měrné tepelné kapacity na tlaku a teplotě lze dále psát

$$h_{0i} = c_p T_{0i}, \quad (33)$$

kde:

h_{0i}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná totální entalpie pracovní látky v daném místě dmyhadla,
c_p	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita pracovní látky při konstantním tlaku
T_{0i}	$[\text{K}]$	totální teplota pracovní látky v daném místě dmyhadla.

Rovnici (32) lze s využitím rovnice (33) rozepsat do tvaru

$$\eta_{s,D} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}, \quad (34)$$

kde:

T_{02s}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	totální teplota látky na výstupu z dmyhadla po adiabatické kompresi,
T_{02}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	totální teplota látky na výstupu z dmyhadla po skutečné kompresi,
T_{01}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	totální teplota pracovní látky na vstupu do dmyhadla.

Pro výpočet měrné totální entalpie ideálního plynu platí [44]

$$h_{0i} = h_i + \frac{c_i^2}{2}, \quad (35)$$

kde:

h_i	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná statická entalpie pracovní látky v daném místě dmyhadla,
c_i	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	absolutní rychlost proudící pracovní látky v daném místě dmyhadla.

Z rovnice (35) je zřejmé, že měrná totální entalpie pracovní látky stlačované v dmyhadle je dána součtem dvou složek, a to statické a dynamické složky měrné entalpie. Podobně lze s využitím rovnice (33) odvodit vztah pro výpočet totální teploty ideálního plynu

$$T_{0i} = T_i + \frac{c_i^2}{2 c_p}, \quad (36)$$

kde:

T_i	$[\text{K}]$	měrná statická teplota pracovní látky v daném místě dmyhadla.
-------	--------------	---

Potřebný příkon dmyhadla lze určit rovnicí vycházející z 1. termodynamického zákona pro otevřenou soustavu [44]

$$-P_D = \frac{\dot{m}_D (h_{02s} - h_{01})}{\eta_{s,D} \eta_{m,D}}, \quad (37)$$

kde:

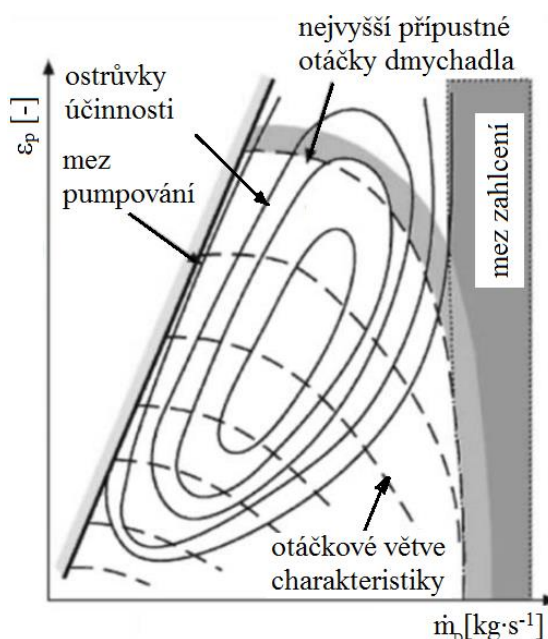
P_D	$[\text{W}]$	potřebný příkon dmyhadla,
\dot{m}_D	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok pracovní látky dmyhadlem,
$\eta_{m,D}$	$[-]$	mechanická účinnost dmyhadla.

Rozdíl entalpií v rovnici (37) vyjadřuje měrnou adiabatickou práci, kterou je třeba dmychadlu dodat, což je dáno záporným znaménkem u příkonu dmychadla. Můžeme ji za pomoci rovnice (33) a rovnice popisující růst teploty při adiabatické kompresi vyjádřit vztahem [36]

$$h_{02s} - h_{01} = c_p T_{01} \left(\varepsilon_p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (38)$$

6.3.2 CHARAKTERISTIKA RADIÁLNÍCH DMYCHADEL

Závislost tlakového poměru, který dmychadlo generuje v závislosti na jeho otáčkách a hmotnostním (příp. objemovém) průtoku vzduchu, bývá nazývána jako charakteristika dmychadla (často také kompresorová mapa) – viz obr. 69. Tato charakteristika může být doplněna i křivkami konstantní adiabatické účinnosti dmychadla, příp. i křivkami potřebného příkonu dmychadla. Čárkovanou čarou jsou označeny křivky konstantních otáček dmychadla, které svazují dosahovaný tlakový poměr dmychadla jako funkci hmotnostního průtoku, tlakový poměr a hmotnostní průtok vzduchu se s rostoucími otáčkami zvyšují. Plnou čarou jsou vyznačeny tzv. ostrůvky účinnosti, tj. křivky s konstantní adiabatickou účinností. Nejmenší ostrůvek poblíž středu mapy reprezentuje nejvyšší adiabatickou účinnost, která směrem k okrajům mapy postupně klesá. Stabilní pracovní oblast dmychadla je omezena třemi křivkami, a to mezi pumpování, mezi zahlcení a limitními otáčkami dmychadla. Ty jsou dány strukturní pevností oběžného kola dmychadla.



Obr. 69 Charakteristika radiálního dmychadla (převzato a upraveno z [44])

Mez zahlcení, označovaná jako choke limit, je charakterizována vysokým požadavkem na množství nasávaného vzduchu spalovacím motorem. Tím se pochopitelně zvyšuje rychlost proudění vzduchu do chvíle, kdy vzduch dosáhne v určitém místě dmychadla rychlosti zvuku v daném prostředí. Děje se tak nejčastěji v sacím hrdle dmychadla, nejužším místě lopatkového kanálu oběžného kola a příp. v nejužším místě kanálu lopatkového difuzoru. V tomto případě již dále není možné zvyšovat hmotnostní tok vzduchu dmychadlem. Z obr. 69 je patrné, že křivky konstantních otáček dmychadla se při rostoucím hmotnostním toku postupně všechny ustavují na hodnotě tlakového poměru rovnu jedné, vzduch tedy proudí dmychadlem jen volně.

Poloha meze zahlcení je daná hlavně velikostí průřezu v sacím hrdle a geometrií lopatek oběžného kola, obecně při jejím dosažení není provoz dmyhadla nijak nebezpečný.

Mez pumpování (surge limit) je opačným případem meze pumpování. Spalovací motor má nízký odběr vzduchu dodávaného dmyhadlem. Tlakový poměr při daných otáčkách neustále roste až do okamžiku, kdy dojde k rotujícímu odtržení proudu vzduchu od lopatky oběžného kola dmyhadla a jeho periodickému obracení zpět před dmyhadlo. Výsledkem toho je vznik tlakových pulzací a hluku v sacím potrubí a zvýšené dynamické namáhání lopatek oběžného kola. Na polohu meze pumpování má obecně vliv aerodynamický návrh celého dmyhadla.

Pro plnicí dmyhadlo je velmi důležitá schopnost práce v široké stabilní oblasti charakteristiky. Velikost stabilní charakteristiky je možné kromě již zmiňovaného obtokového kanálu umístěného v oblasti vstupu do oběžného kola a natáčivých lopatek difuzoru zvětšit natáčivými lopatkami na vstupu do oběžného kola – systém VIGV (variable inlet guide vanes). Ten umožňuje regulaci směru vstupu vzduchu do záběrníku oběžného kola, čímž lze ovlivňovat úhel náběhu lopatek záběrníku a minimalizovat tím odtrhávání proudu vzduchu od lopatek.

Praktická použitelnost takovéto charakteristiky však není nejlepší, protože je závislá na aktuálním termodynamickém stavu v sacím hrdle dmyhadla. Příkladem může být právě dron, jehož vrtule je poháněna spalovacím motorem v kombinaci s plnicím radiálním dmyhadlem. Při letu dronu ve vyšších nadmořských výškách dojde k poklesu okolního tlaku a pro predikci chování dmyhadla by bylo nutné proměřovat celou řadu takovýchto charakteristik. Z tohoto důvodu se přistupuje na tzv. univerzální charakteristiky, které mají širší platnost a umožňují zobecnit stanovený hmotností průtok vzduchu dmyhadlem rovnicí [50]

$$\dot{m}_{red} = \dot{m}_D \frac{\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, \quad (39)$$

kde:

\dot{m}_{red} [m·s·K^{1/2}] redukovaný hmotnostní průtok vzduchu dmyhadlem.

Podobně tak se zobecňují i otáčky dmyhadla do tvaru [50]

$$n_{red} = \frac{n_D}{\sqrt{T_{01}}}, \quad (40)$$

kde:

n_{red} [min⁻¹·K^{-1/2}] redukované otáčky dmyhadla,
 n_D [min⁻¹] otáčky dmyhadla.

Univerzální charakteristiky vyjadřují změnu parametrů dmyhadla nezávisle na místě jeho měření a na stavu proudění, což vyžaduje splnění podmínky fyzikální podobnosti proudění v dmyhadle. Konkrétně se jedná o splnění rovnosti Machova čísla v odpovídajících průřezích dmyhadla [50]. Redukované veličiny uvedené v rovnicích (39) a (40) přináší však jednu nevýhodu, nepodávají totiž představu o skutečných hodnotách otáček a hmotnostního průtoku dmyhadlem, proto se někdy korigují za pomoci referenčních stavových veličin (obvykle určených normou ISO). Tím se zachová jejich původní rozměr. Korigovaný hmotnostní průtok uvádí vztah [50]

$$\dot{m}_{cor} = \dot{m}_D \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{ref}}} \frac{p_{ref}}{p_{01}}, \quad (41)$$

kde:

\dot{m}_{cor}	[kg·s ⁻¹]	korigovaný hmotnostní průtok vzduchu dmychadlem
T_{ref}	[K]	referenční vstupní teplota,
p_{ref}	[Pa]	referenční vstupní tlak,

a korigované otáčky vztah [50]

$$n_{cor} = n_D \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{01}}}, \quad (42)$$

kde:

n_{cor}	[min ⁻¹]	korigované otáčky dmyhadla.
-----------	----------------------	-----------------------------

6.3.3 SPOLUPRÁCE SPALOVACÍHO MOTORU A PLNICÍHO DMYCHADLA

Pístový spalovací motor s diskontinuálním průtokem a radiální dmychadlo se spojitým průtokem představují rozličný způsob práce obou strojů. Při analýze termodynamické vazby mezi spalovacím motorem a plnicím dmychadlem narážíme na problém, že spalovací motor má podstatně odlišnou průtokovou charakteristiku, nežli je charakteristika radiálního dmyhadla. Pro dosažení optimální spolupráce je třeba dmychadlem zajistit dodávku potřebného množství vzduchu o takové hustotě, kterou spalovací motor při jednotlivých otáčkách potřebuje pro dosažení požadovaného výkonu. Závislost průtoku vzduchu motorem na jeho otáčkách a plnicí hustotě bývá nazývána jako hltlost motoru a je možné ji vyjádřit vztahem [50]

$$\dot{m} = V \rho_{pl} \eta_d \frac{n}{60 \tau} \varphi_p, \quad (43)$$

kde:

\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu spalovacím motorem,
φ_p	[-]	součinitel proplachování.

Součinitel proplachování vyjadřuje skutečnost, že veškerý vzduch nasátý motorem je využit nejen ke spálení příslušného množství paliva, ale i na propláchnutí válce při stříhu ventilů. Platí

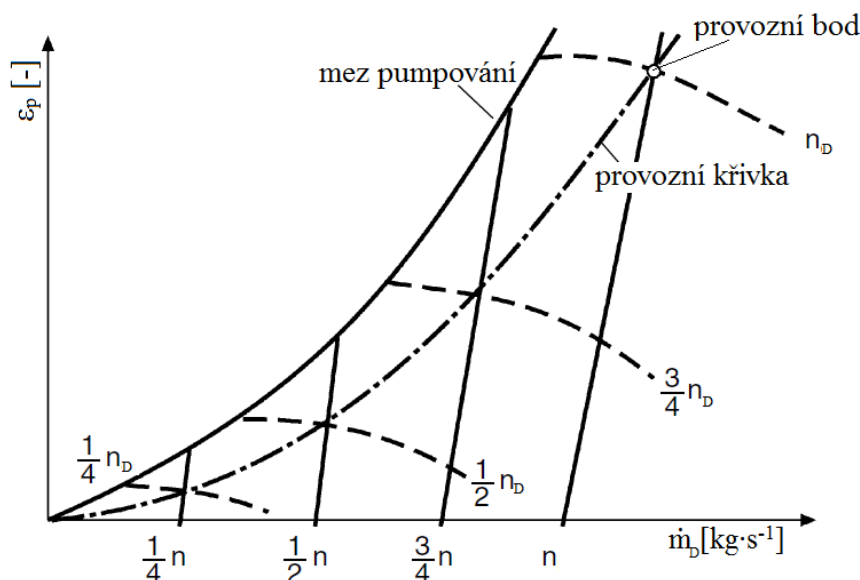
$$\varphi_p = \frac{\dot{m}_s + \dot{m}_p}{\dot{m}_s}, \quad (44)$$

kde:

\dot{m}_s	[kg·s ⁻¹]	spalovací hmotnostní průtok vzduchu,
\dot{m}_p	[kg·s ⁻¹]	proplachovací hmotnostní průtok vzduchu.

Na obr. 70 je vidět konečná optimalizace vzájemného sladění charakteristik spalovacího motoru a plnicího dmyhadla. V případě pevně stanoveného převodu mezi spalovacím motorem a dmychadlem přísluší konkrétním otáčkám motoru vždy konkrétní otáčky dmyhadla. Převodový poměr se zpravidla volí takový, aby bylo při nejčastějším provozním režimu motoru

dosaženo odpovídající poměrné stlačení, resp. tlak plnicího vzduchu v provozním bodě. Průsečíky křivek příslušných otáček motoru s konkrétními otáčkami dmychadla tvoří provozní křivku. Se zvyšujícími se otáčkami motoru stoupá parabolicky plnicí tlak, což je výhodné pro aplikace, kde je spalovací motor využíván pro pohon vrtule, pokud nejsou brány v úvahu fáze zrychlování. Provozní křivku je nejvýhodnější umístit do oblasti nejvyšších dosahovaných hodnot adiabatické účinnosti a zároveň dostatečně daleko od meze pumpování.



Obr. 70 Spolupráce spalovacího motoru a radiálního dmychadla (převzato a upraveno z [51])

Pro dosažení vyššího plnicího tlaku při nízkých otáčkách spalovacího motoru je možné místo pevného převodu mezi motorem a dmychadlem využít plynule měnitelný převod – variátor. Ten při nižších otáčkách spalovacího motoru upraví převodový poměr tak, aby zvýšil otáčky dmychadla a tím i plnicí tlak.

6.4 NÁVRH DMYCHADLA

Portfolio současných výrobců radiálních dmychadel nenabízí žádnou použitelnou konfiguraci radiálního dmychadla pro plnění maloobjemového motoru FS A-62V. Na základě této informace vznikla myšlenka vytvořit hrubý návrh stěžejních rozměrů dmychadla s využitím empirických vztahů. Pro výpočty byl použit program Mathcad Prime a celý návrh probíhal iterativně s cílem co nejvhodněji sladit rozměry dmychadla (vzhledem k proporcím motoru), jeho otáčky a potřebný příkon a samozřejmě i získaný tlakový poměr. První rozcestí se objevilo při samotném navrhování pohonu dmychadla. Bylo totiž možné vydat se dvěma cestami, a to buď dmychadlo nechat pohánět klikovým hřídelem při převodovém poměru 1 : 1, nebo mezi dmychadlo a klikový hřídel zařadit řemenový převod a otáčky dmychadla zvýšit. Analytický výpočet v tomto směru hovořil jasně, při realizaci první z uvedených možností by proporce dmychadla musely být větší než samotného motoru, aby bylo vůbec dosaženo nějakého stlačení. Měrný výkon motoru by pravděpodobně oproti toužebnému vzrůstu spíše poklesl.

Samotný návrh započal definicí požadovaných provozních vlastností motoru, tj. efektivního výkonu, od něhož se odvíjí požadovaný tlakový poměr dmychadla. V souladu s rozměry oběžného kola a otáčkami dmychadla se cílová hodnota efektivního výkonu ustálila na 110 % výkonu továrního a s určitými zjednodušeními stejně tak cílová hodnota tlakového poměru dmychadla $\varepsilon_p = 1,1$. Výkon odebíraný motorem pro pohon dmychadla je však poté třeba odečíst.

6.4.1 HLAVNÍ PARAMETRY DMYCHADLA

Po definici cílového tlakového poměru dmychadla, kterého bude při návrhu snahou dosáhnout, je možné při odhadu adiabatické účinnosti dmychadla $\eta_{s,D} = 0,8$ stanovit měrnou dodávanou práci. Pro jednoduchost je předpokládáno, že dmychadlo bude nejčastěji pracovat v nízkých nadmořských výškách, tlak okolního vzduchu je tedy brán jako barometrický. Teplota okolního vzduchu je přejata z okrajových podmínek definovaných při tvorbě matematického modelu spalovacího motoru a shoduje se s totální teplotou pracovní látky na vstupu do dmychadla T_{01} .

V dalším bodě lze stanovit parametry pracovního média na výstupu z dmychadla. Potřebnou velikost hmotnostního toku vzduchu dmychadlem i spalovacím motorem lze stanovit z rovnice hlnosti motoru, a to pro předpokládaný dominantní pracovní režim motoru, kde budou převažovat vysoké otáčky ($10\,000\text{ min}^{-1}$). Součinitel proplachu a plnicí účinnost motoru byly odhadnuty na základě dat poskytovaných softwarem GT-Power při simulaci sériového motoru ($\eta_d = 0,8$, $\varphi_p = 1,1$). Součin měrné dodávané práce a hmotnostního toku vzduchu podělený odhadovanou mechanickou účinností dmychadla ($\eta_{m,D} = 0,8$) dává dohromady potřebný příkon.

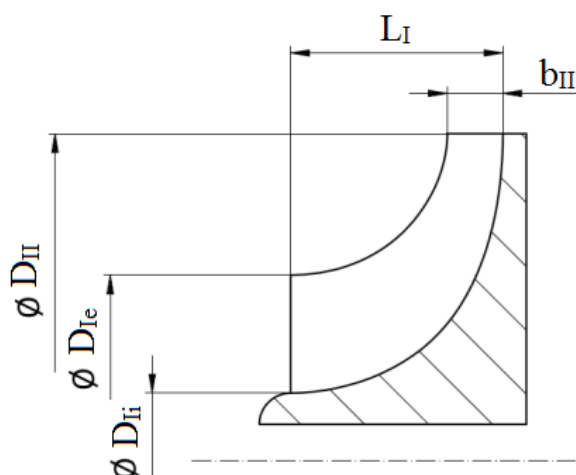
Tab. 7 Výpočty stěžejních parametrů dmychadla

Veličina	Výpočet	Výsledek	Jednotka
Měrná adiabatická práce dmychadla	$h_{02s} - h_{01} = c_p T_{01} \left(\varepsilon_p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$	8 318,961	J·kg ⁻¹
Měrná skutečná práce dmychadla	$a_{skut} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{\eta_{s,D}}$	10 398,702	J·kg ⁻¹
Totální teplota na výstupu z dmychadla	$T_{02} = T_{01} + \frac{a_{skut}}{c_p}$	305,697	K
Hmotnostní tok vzduchu dmychadlem	$\dot{m}_D = V \frac{p_{02}}{r T_{02}} \eta_d \frac{n}{60 \tau} \varphi_p$	0,001	kg·s ⁻¹
Potřebný příkon dmychadla	$P_D = - \frac{\dot{m}_D (h_{02s} - h_{01})}{\eta_{s,D} \eta_{m,D}}$	-13,084	W

6.4.2 NÁVRH OBĚŽNÉHO KOLA

Z důvodu dosažení široké stabilní oblasti práce dmychadla bude oběžné kolo vybaveno dozadu zahnutými lopatkami. Návrh bude proveden s využitím literatury [50], kde celá řada výpočtů vychází z ověřených empirických vztahů. Řada rovnic využívá některá zjednodušení, jsou uvažovány pouze střední hodnoty rychlostí a dalších fyzikálních veličin v jednotlivých výpočtových řezech, ve skutečnosti však nabývají značně proměnných hodnot (např. měrná tepelná kapacita pracovní látky je závislá na její teplotě a tlaku). Pracuje se pouze s vratnými termodynamickými ději.

Exaktní návrh by znamenal přesnější profilování lopatek a detailní výpočet změn jednotlivých parametrů a rychlostí v oběžném kole. Jak již bylo řečeno, rozměry oběžného kola (uvedené na obr. 71) byly iterativně určovány s ohledem na otáčky, potřebný příkon a tlakový poměr dmychadla. Konečné výsledky jsou uvedeny v tab. 8, počet lopatek oběžného kola se ustavil na hodnotě $z = 6$. Jednotlivé fyzikální veličiny na vstupu do oběžného kola jsou charakterizovány dolním indexem římská jedna a na výstupu z oběžného kola indexem římská dvě.



Obr. 71 Základní rozměry oběžného kola

Tab. 8 Navržené rozměry oběžného kola

Rozměr	Velikost [mm]
D_{II}	30
D_{Ie}	12
D_{fi}	10
b_{II}	1
L_I	10

Při výpočtech se pohyb pracovního média ve vstupní části oběžného kola uvažuje po tzv. středním proudovém vlákne, které je charakterizováno rozměrem D_I . Pro posouzení průtokových charakteristik oběžného kola slouží Trim poměr, který se uplatňuje při analýzách změn hmotnostního toku vzduchu dmychadlem při úpravách geometrie rotoru. Pro určení potřebných otáček dmychadla je třeba zahrnout děje, které souvisejí s prouděním vzduchu mezilopatkovými kanály oběžného kola, kdy dochází k relativnímu přetékání z jedné strany na druhou, čímž se na výstupu z oběžného kola zmenšuje obvodová složka absolutní rychlosti c_{It} a příkon předaný pracovní látce oběžným kolem. Z těchto důvodů se zavádí tzv. součinitel skluzu μ . Kromě ztrát, které zohledňuje součinitel skluzu, je nutné vzít v úvahu i ztráty třením.

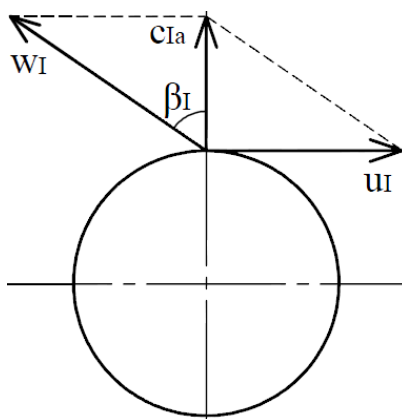
Z důvodu jednoduššího výpočtu se při návrhu uvažuje přímý axiální směr proudu vstupujícího vzduchu bez rozvíření, tj. obvodová složka absolutní rychlosti $c_{It} = 0$, velikost axiální složky c_{Ia} se volí jako určitý násobek obvodové rychlosti na vnějším průměru oběžného kola u_{II} . Totální teplota plynu na vstupu do oběžného kola T_{0I} se shoduje s teplotou T_{0I} , totální tlak plynu na vstupu do oběžného kola p_{0I} je brán jako násobek tlaku okolí. Nasávání okolního vzduchu do oběžného kola je bráno jako děj adiabatický, a proto je pro výpočet statického tlaku plynu na vstupu do oběžného kola p_I použita základní rovnice popisující adiabatický děj. Tento tlak je dále použit pro stanovení hustoty vstupujícího vzduchu ρ_I a pro následnou korekci absolutní vstupní rychlosti c_I a vnitřního vstupního průměru oběžného kola D_{fi} .

Tab. 9 Poměry na vstupu oběžného kola

Veličina	Výpočet	Výsledek	Jednotka
Velikost vstupního průřezu oběžného kola	$S_I = \frac{\pi(D_{Ie}^2 - D_{Ii}^2)}{4}$	34,558	mm ²
Míra oříznutí lopatek oběžného kola	$Trim = \frac{D_{Ie}^2}{D_{Ii}^2}$	0,16	[-]
Střední vstupní průměr oběžného kola	$D_I = \sqrt{D_{Ie}^2 + D_{Ii}^2}$	11,045	mm
Součinitel skluzu	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\pi}{3z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_I}{D_{II}}\right)^2}}$	0,712	[-]
Součinitel třecích ztrát	$\chi = 735 \frac{\beta_\chi}{\pi 10^6 \frac{b_{II}}{D_{II}}}$	0,056	[-]
Otáčky dmyhadla	$n_D = \frac{60}{\pi D_{II} 10^{-3}} \sqrt{\frac{a_{skut}}{\eta_{m,D} (\mu + \chi)}}$	74 876,78	min ⁻¹
Obvodová rychlost na vnějším průměru oběžného kola	$u_{II} = \pi D_{II} 10^{-3} \frac{n_D}{60}$	117,616	m·s ⁻¹
Volba axiální složky absolutní rychlosti na vstupu oběžného kola	$c_{Ia} = (0,25 \text{ až } 0,35) u_{II}$	29,404	m·s ⁻¹
Absolutní rychlost na vstupu do oběžného kola	$c_I = \sqrt{c_{Ia}^2 + c_{It}^2}$	29,404	m·s ⁻¹
Statická teplota na vstupu do oběžného kola	$T_I = T_{0I} - \frac{c_I^2}{2 c_p}$	295,07	K
Totální tlak na vstupu do kola	$p_{0I} = \sigma_v p_{bar}$	0,099	MPa
Statický tlak na vstupu do oběžného kola	$p_I = p_{0I} \left(\frac{T_I}{T_{0I}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$	0,097	MPa
Hustota na vstupu do oběžného kola	$\rho_I = \frac{p_I}{r T_I}$	1,139·10 ⁻⁶	kg·cm ⁻³
Skutečná absolutní rychlost na vstupu do oběžného kola	$c_I = \frac{\dot{m}_D}{S_I \rho_I}$	29,198	m·s ⁻¹
Skutečný vnitřní vstupní průměr oběžného kola	$D_{Ii} = \sqrt{D_{Ie}^2 - \frac{4 \dot{m}_D}{\pi c_I \rho_I}}$	10,015	mm

Obvodová rychlost na vnitřním vstupním průměru kola	$u_{Ii} = \pi D_{Ii} 10^{-3} \frac{n_D}{60}$	39,266	m·s ⁻¹
Obvodová rychlost na středním vstupním průměru kola	$u_{Is} = \pi D_I 10^{-3} \frac{n_D}{60}$	43,304	m·s ⁻¹
Obvodová rychlost na vnějším vstupním průměru kola	$u_{Ie} = \pi D_{Ie} 10^{-3} \frac{n_D}{60}$	47,046	m·s ⁻¹
Relativní rychlost na vnitřním vstupním průměru kola	$w_{Ii} = \sqrt{c_I^2 + u_{Ii}^2}$	48,932	m·s ⁻¹
Relativní rychlost na středním vstupním průměru kola	$w_{Is} = \sqrt{c_I^2 + u_{Is}^2}$	52,228	m·s ⁻¹
Relativní rychlost na vnějším vstupním průměru kola	$w_{Ie} = \sqrt{c_I^2 + u_{Ie}^2}$	55,37	m·s ⁻¹
Machovo číslo na vnitřním vstupním průměru kola	$M_{ali} = \frac{w_{Ii}}{\sqrt{\kappa r T_1}}$	0,142	[-]
Machovo číslo na středním vstupním průměru kola	$M_{als} = \frac{w_{Is}}{\sqrt{\kappa r T_1}}$	0,151	[-]
Machovo číslo na vnějším vstupním průměru kola	$M_{ale} = \frac{w_{Ie}}{\sqrt{\kappa r T_1}}$	0,16	[-]
Vstupní úhel zakřivení lopatek oběžného kola	$\beta_I = \sin^{-1} \left(\frac{u_I}{w_I} \right)$	56,01	deg

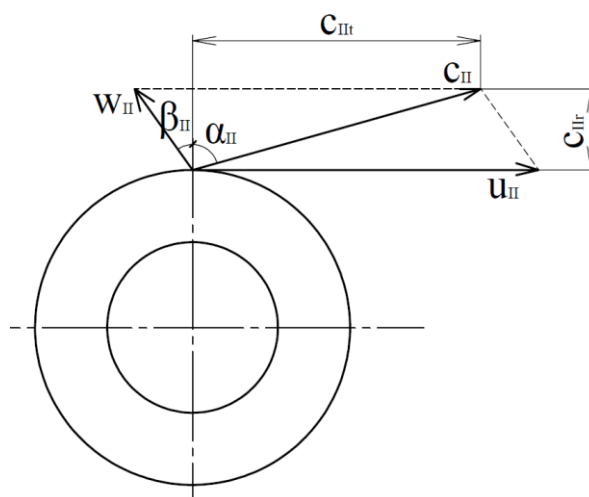
Závěr návrhového výpočtu vstupní části oběžného kola je doplněn základním stavebním kamenem aerodynamického návrhu každého lopatkového stroje – rychlostním trojúhelníkem viz obr. 72. Nezbytná je také kontrola velikosti Machova čísla, které souvisí s mezí zahlcení, tj. dosažení rychlosti zvuku v daném místě dmychadla.



Obr. 72 Vstupní rychlostní trojúhelník

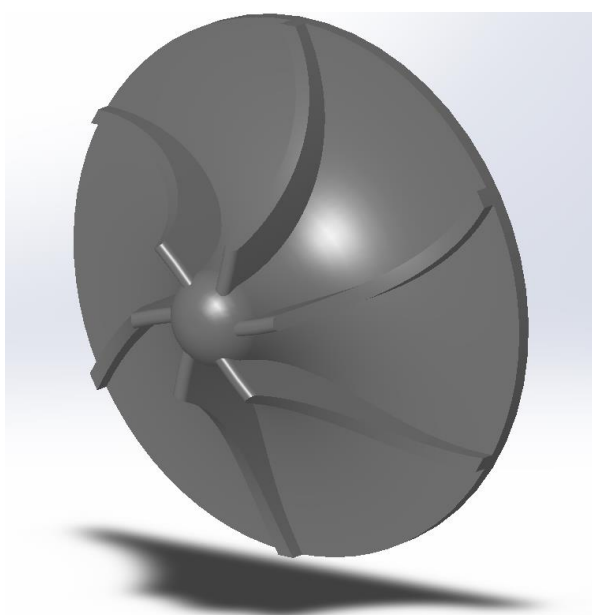
Tab. 10 Poměry na výstupu z oběžného kola

Veličina	Výpočet	Výsledek	Jednotka
Radiální složka absolutní rychlosti na výstupu z kola	$c_{IIr} = (0,95 \text{ až } 1,15) c_{Ia}$	27,738	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Volba výstupního úhlu zakřivení lopatek oběžného kola	β_{II}	35,5	deg
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z kola	$c_{II\tau} = \mu (u_{II} + c_{IIr} \tan(\beta_{II}))$	97,878	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola	$c_{II} = \sqrt{c_{IIr}^2 + c_{II\tau}^2}$	101,733	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Úhel proudu absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola	$\alpha_{II} = \sin^{-1} \left(\frac{c_{II\tau}}{c_{II}} \right)$	74,178	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Relativní rychlost na výstupu z oběžného kola	$w_{II} = \sqrt{c_{II}^2 + u_{II}^2 - 2c_{II}u_{II} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{II} \right)}$	34,044	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Skutečný výstupní úhel zakřivení lopatek oběžného kola	$\beta_{II} = \cos^{-1} \left(\frac{c_{IIr}}{w_{II}} \right)$	35,435	deg
Volba střední tloušťky lopatek na výstupu z oběžného kola	$t_L = (1,2 \text{ až } 1,5) \text{ mm pro } D_{II} < 200 \text{ mm}$	1,2	mm
Součinitel zahrnující konečnou tloušťku lopatek	$\tau_L = 1 - \frac{z t_L}{\pi D_{II}}$	0,924	[-]
Statická teplota na výstupu z oběžného kola	$T_{II} = T_{0II} - \frac{c_{II}^2}{2 c_p}$	300,545	K
Statický tlak na výstupu z oběžného kola	$p_{II} = p_I \left(\frac{T_{II}}{T_I} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	0,103	MPa
Hustota na výstupu z oběžného kola	$\rho_{II} = \frac{p_{II}}{r T_{II}}$	$1,193 \cdot 10^{-6}$	$\text{kg}\cdot\text{cm}^{-3}$
Skutečná šířka oběžného kola na výstupu	$b_{II} = \frac{m_D}{\pi D_{II} c_{IIr} \rho_{II} \tau_L}$	0,899	mm
Machovo číslo na vnějším průměru oběžného kola	$M_{aII} = \frac{c_{II}}{\sqrt{\kappa r T_{II}}}$	0,295	[-]
Skutečný počet lopatek oběžného kola	$z = \frac{\pi \cos \left(\frac{\beta_{II} + \beta_{II}}{2} \right)}{(0,35 \text{ až } 0,45) \ln \left(\frac{D_{II}}{D_I} \right)}$	6,543	[-]



Obr. 73 Výstupní rychlostní trojúhelník

Návrh tvaru výstupní části oběžného kola začíná předběžným určením velikosti radiální složky absolutní rychlosti c_{IIr} , která se volí jako určitý násobek axiální složky absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola c_{Ia} . Dále se předběžně stanoví úhel zakřivení lopatek na výstupu z oběžného kola β_{II} , který se ovšem posléze potvrdí výpočtem. S využitím totální teploty plynu na výstupu z oběžného kola T_{0II} , která je rovna teplotě T_{02} , lze určit velikost statické teploty a tlaku ve stejném místě. Protože stlačování vzduchu v oběžném kole probíhá polytropicky, ve vzorci pro výpočet statického tlaku na výstupu z oběžného kola p_{II} vystupuje polytropický exponent n_I , jehož velikost byla odhadnuta dle doporučených hodnot. Vypočtený statický tlak byl opět použit pro stanovení hustoty pracovní látky na výstupu z oběžného kola ρ_{II} a pro následnou korekci výstupní šířky oběžného kola b_{II} . Stejně jako ve vstupní části oběžného kola, i zde je třeba kontrolovat velikost Machova čísla. Stejně jako u vstupní části oběžného kola, i zde se nacházíme bezpečně pod hodnotou jedna. Závěrem je možné potvrdit předběžný odhad celkového počtu lopatek oběžného kola z a sestavit výstupní rychlostní trojúhelník – obr. 73.

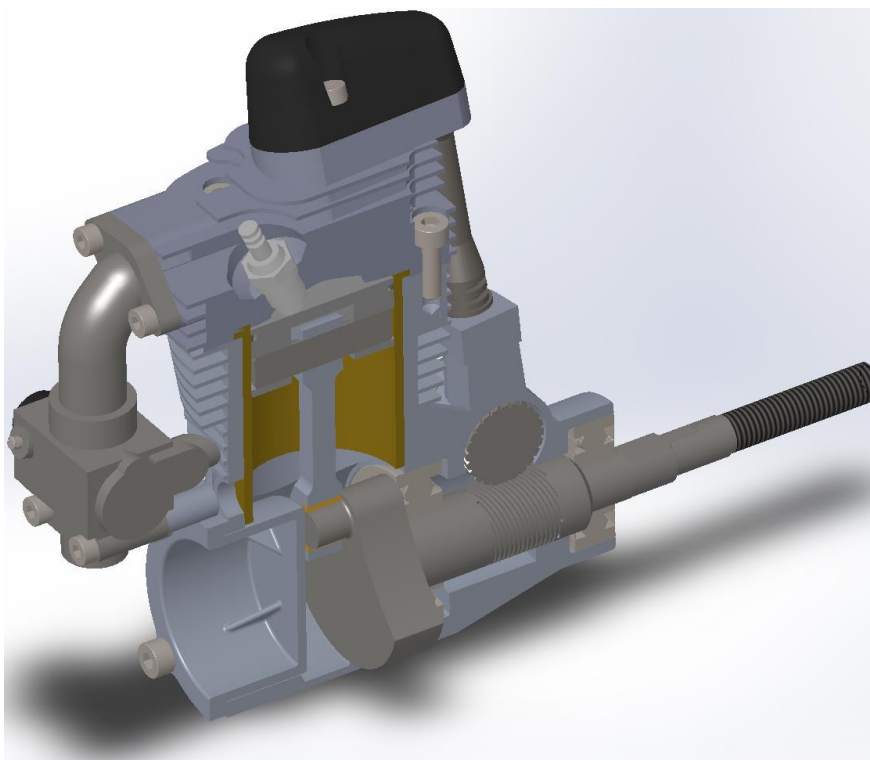


Obr. 74 CAD model oběžného kola dmyhadla

6.5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH POHONU DMYCHADLA

Výstupem provedených výpočtů oběžného kola dmychadla je jeho CAD model, který je možné vidět na obr. 74. Jak již bylo zdůrazněno, jednalo se však pouze o velice orientační výpočty, které by si zasloužily verifikaci v nějakém pokročilejším CFD softwaru. Následujícím bodem by byl návrh a simulace dvou dalších stěžejních součástí dmychadla – bezlopatkového difuzoru a spirálové skříň. Dostupné analytické výpočty jsou v tomto směru poměrně strohé, značně zjednodušené a s celou řadou předpokladů. Samostatně umístěný bezlopatkový difuzor by z důvodu nižší hmotnosti nejspíše našel větší uplatnění než při jeho kombinaci s difuzorem lopatkovým. Spirálová skříň by zasluhovala analýzu dopadu velikosti A/R poměru na chování dmychadla.

CFD simulace celé sestavy dmychadla, příp. výroba prototypů a jejich experimentální zkoušení by mohly být využity k získání mapy dmychadla. Výsledky simulací, tedy dosažený tlakový poměr a hmotnostní průtok vzduchu dmychadlem pro jeho různé otáčky by pomohly predikovat nárůst efektivních parametrů spalovacího motoru. Při snaze vyhnout se dosažení meze zahlcení a zejména meze pumpování by bylo nutné zkoumat jejich polohu v mapě dmychadla. Pokud by se nacházely poblíž navržené provozní křivky, následovala by studie přínosu prvků sloužících pro rozšíření stabilní oblasti charakteristiky dmychadla. Pro minimalizaci hmotnosti celého systému by se u plnicího dmychadla určeného pro modelářský spalovací motor zřejmě nejvíce uplatnil obtokový kanál umístěný v oblasti vstupu do oběžného kola.

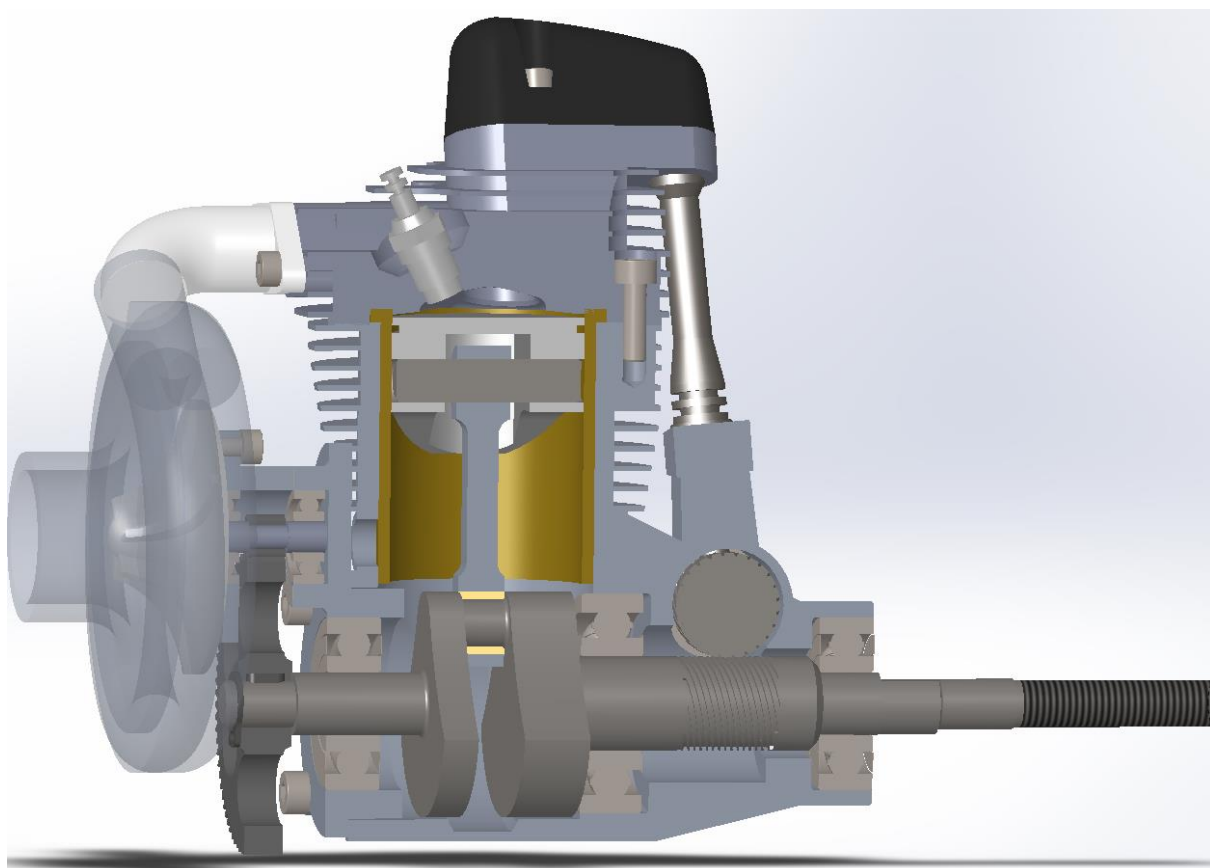


Obr. 75 Detail sériové zadní části motoru

Ke hřídeli oběžného kola by závěrem bylo zapotřebí navrhnout centrální skříň, uložení samotné hřídele a systém mazání všech potřebných komponent. Klíčovou roli by při návrhu opět hrála minimalizace hmotnosti. Další konstrukční uzel by tvořil ozubený převod z klikového hřídele na hřídel oběžného kola. Při návrhovém výpočtu ozubených kol by se s ohledem na působící

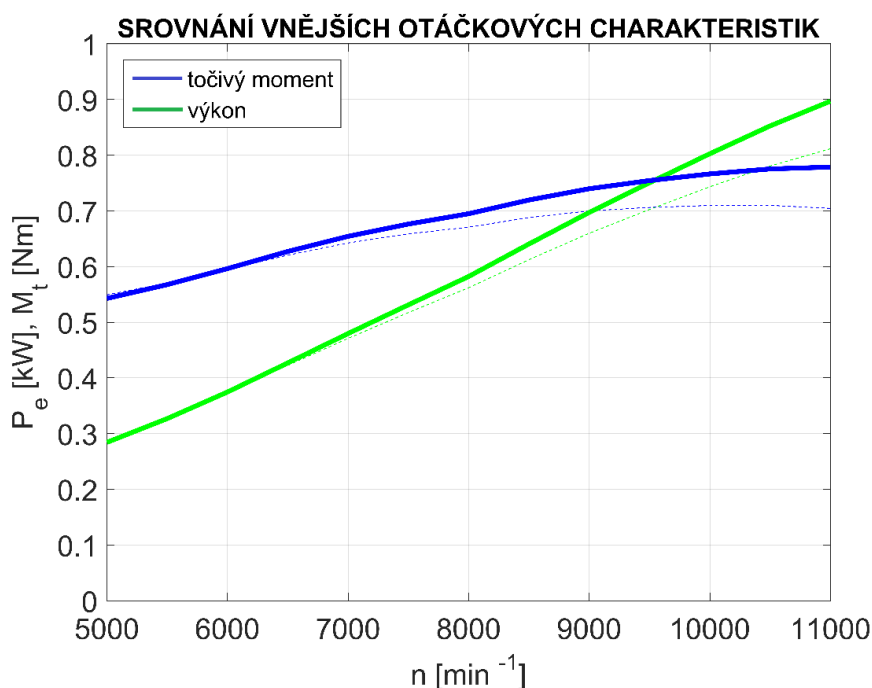
síly v ozubení stanovil jejich modul a pro daný převodový poměr (v našem případě cca 1 : 7,5) počty zubů hnacího a hnaného kola. Od těchto dvou informací by se odvíjela osová vzdálenost oběžného kola dmychadla od klikového hřídele motoru. Na obr. 75 je pohled na sériové řešení zadní části motoru. Klikový hřídel je uložený na dvou valivých kuličkových ložiscích a přechází skrze jedno rameno do ojnicního čepu. Ložisko na přední straně motoru (na straně vrtule) je zapouzdřené, aby se zamezilo vnikání nečistot do klikové skříně. Na zadní straně motoru je prostřednictvím čtyř šroubů přišroubováno těsnící víčko.

Výhodnější realizace pohonu dmychadla by se nacházela na zadní straně motoru, kde se nachází sací trakt. Pro tyto potřeby by bylo třeba sériovou konstrukci klikového hřídele upravit tak, jak je znázorněno na obr. 76, kde je ke klikovému hřídeli přidáno druhé rameno tvořící jedno kompletní zalomení. Konceptu letmo uloženého klikového hřídele by bylo vhodnější nahradit uspořádáním se třemi ložisky a s vyšší tuhostí uložení. K zadní straně motoru by tak bylo přidáno zapouzdřené kuličkové ložisko a těsnící víčko by se doplnilo přírubou tvořící centrální skříň dmychadla, jenž by současně umožňovala připevnění spirálové skříně. Analýza indikátorového diagramu přeplňovaného motoru a detailní rozbor sil v klikovém ústrojí by pak podle požadované životnosti ložisek znamenaly jejich výběr s danou únosností. Přenos točivého momentu na ozubené kolo by se mohl realizovat např. prostřednictvím těsného pera, axiální zajištění kola by obstaral pojistný kroužek či matice. V opomenutí rovněž nesmí zůstat uspořádání sacího traktu. Karburátor by vzhledem k principu své činnosti bylo nutné umístit do sacího potrubí dmychadla.



Obr. 76 Detail upravené zadní části motoru pro pohon dmychadla

Závěrem této kapitoly je třeba podotknout, že na vyšší spalovací tlaky přeplňovaného motoru je třeba dimenzovat jednotlivé prvky klikového mechanismu. Detailní průzkum dopadu zvýšeného silového působení na napjatost těchto prvků (např. pomocí metody konečných prvků) a analýza únavové bezpečnosti by pak tvořily samotný výstup. Vlastnosti, které motoru FS A-62V přidává plnicí dmychadlo, jsou názorně vidět na obr. 77. Čárkovanou čarou jsou vyznačeny křivky výkonu a točivého momentu sériového motoru, plnou čarou pak motoru v kombinaci s plnicím dmychadlem. Tyto hodnoty byly získány s využitím matematického modelu spalovacího motoru s předpokladem parabolického růstu tlakového poměru dmychadla s jeho otáčkami. Následně byl zahrnut příkon pro pohon dmychadla. Jak bylo řečeno a dokládá to i obr. 77, radiální dmychadlo přináší nárůst provozních parametrů motoru při vyšších otáčkách, zatímco v těch nižších svoje opodstatnění poněkud ztrácí.



Obr. 77 Parametry motoru bez (čárkovaně) a s (plnou čarou) plnicím dmychadlem

7 SROVNÁNÍ SPALOVACÍHO A ELEKTRICKÉHO MOTORU

V závěrečné kapitole této diplomové práce budou zhodnoceny výsledky dosažených úprav spalovacího motoru FS A-62V v praxi, a to při vzájemném duelu s elektrickým motorem o podobném výkonu. Oba dva motory budou doplněny potřebným příslušenstvím nutným pro jejich běh a možnost regulace. Hmotnost daného motoru s jeho příslušenstvím bude srovnána s konkurenčním, a to vždy pro potenciálně dosažitelný letový čas. Pro jednoduchost výpočtů bude uvažován stacionární stav běhu obou motorů při plném zatížení a jmenovitých otáčkách.

7.1 POHON SPALOVACÍM MOTOREM

Posouzení přínosu úprav spalovacího motoru při vzájemném spojení s mechanicky poháněným radiálním dmychadlem je komplexní záležitost, u které by se musela detailně prozkoumat hmotnost dmychadla i s jeho kompletním příslušenstvím a získaný efektivní výkon spalovacího motoru. Proto bude vycházeno z úprav prováděných v kapitole 5., kdy se sériový výkon motoru FS A-62V (810 W) úpravou sacího a výfukového kanálu (při přibližném zachování hmotnosti motoru) povedlo zvýšit na 854 W. Žhavicí spalovací motor ke svému provozu potřebuje nádrž s metanolovým palivem a pro možnost regulace otáček, potažmo výkonu servomotor, který převádí digitální signál z přijímače na mechanický pohyb a tím podle potřeby ovládá škrticí klapku karburátoru. Pro napájení je třeba servomotor dovybavit akumulátorem, který současně napájí i přijímač. Přijímač v seznamu všech periférií není uveden, protože je současně použitý i u pohonu s elektrickým motorem.

Tab. 11 Konfigurace pohonu spalovacím motorem [31], [52], [53], [54]

Položka	Hmotnost [g]
Spalovací motor O.S. MAX FS A-62 V	486
Servomotor Hitec HS-5485 HB	45
Akumulátor FOXY NiMH 2600 mA·hod/4,8 V	121
Palivová nádrž 600 ml	93
Metanolové palivo	860 [g·dm ⁻³]

Pro modelový případ pohonu vrtule spalovacím motorem byly jednotlivé periferie voleny od předních výrobců – viz tab. 11 a obr. 78. Jedná se o oblíbené a současně ověřené modely. Hustota metanolového paliva je převzata z katalogového listu [55]. Hmotnost spalovacího motoru s jeho příslušenstvím v závislosti na požadovaném letovém čase je pak možné vyjádřit

$$m_{SM}(t) = m_M + m_N + m_A + m_S + t M_{pal}, \quad (45)$$

kde:

$m_{SM}(t)$ [g] hmotnost spalovacího motoru s příslušenstvím,

m_M	[g]	hmotnost motoru,
m_N	[g]	hmotnost palivové nádrže,
m_A	[g]	hmotnost akumulátoru,
t	[hod]	letový čas,
M_{pal}	[g·hod ⁻¹]	hodinová spotřeba paliva.

Rovnice (45) neuvažuje postupný úbytek paliva v čase při běhu spalovacího motoru, podává obraz pouze o počáteční hmotnosti celé sestavy. Hodnota hodinové spotřeby paliva byla převzata ze simulace v GT-Power.



Obr. 78 Příslušenství spalovacího motoru [52], [53], [54]

7.2 POHON ELEKTRICKÝM MOTOREM

V případě elektrického pohonu je třeba elektrický motor dovybavit opět přijímačem, pro umožnění změny otáček regulátorem a nakonec pro napájení motoru a přijímače akumulátorem. Společné napájení jedním akumulátorem je dosaženo díky tzv. BEC (battery eliminator circuit) obvodu, který je součástí většiny moderních regulátorů a který upravuje napětí akumulátoru pro napájení přijímače.

Tab. 12 Konfigurace pohonu elektrickým motorem [56], [57], [58]

Položka	Hmotnost [g]
Elektrický motor O.S. OMA-5010-810	234
Regulátor O.S. OCA-170HV (70 A)	89
Akumulátor FOXEY Li-Pol 5000 mA·hod/14,8 V	455

Aby bylo srovnání zajímavější, byl elektrický motor a k němu doporučovaný regulátor (viz tab. 12 a obr. 79) zvolen z portfolia stejného výrobce jako motoru spalovacího. Při výběru

elektromotoru bylo snahou sladit otáčkový režim a rovněž se přiblížit jmenovitému výkonu, kterého po úpravách dosahuje motor spalovací. Pro napájení elektrického motoru výrobce předepíše 4článekový Li-Pol akumulátor. Dále výrobce uvádí dosahovaný jmenovitý výkon 924 W [56], který by se měl v ideálním případě rovnat součinu napájecího napětí a odebíraného proudu. Je třeba zmínit, že v reálném případě však odebíraný proud nebude konstantní, ale bude se měnit v závislosti na zatížení motoru. Napájecí napětí akumulátoru bude rovněž záviset na jeho stáří, stavu nabití, okolních podmínkách a dalších vlivů. Při snaze definovat rovnici popisující hmotnost elektrického motoru i s jeho příslušenstvím jako funkci letového času narážíme na problém, že výrobci akumulátorů nabízí své modely jen s určitými velikostmi kapacit. Ta nám říká, jaký proud je akumulátor teoreticky schopen vydávat po dobu jedné hodiny. Při snaze dosáhnout větší kapacity a zachovat jmenovité napětí článků je možné zapojit jich paralelně více za sebou. Různými kombinacemi pak lze dosáhnout požadovaného letového času. Můžeme tak definovat rovnici popisující dobu, po kterou může sada paralelně zapojených akumulátorů teoreticky dodávat elektrickému motoru potřebný elektrický proud

$$t = \frac{n_A C_A}{I}, \quad (46)$$

kde:

n_A	[-]	počet paralelně zapojených akumulátorů,
C_A	[A·hod]	kapacita akumulátoru,
I	[A]	proud odebíraný elektrickým motorem.



Obr. 79 Elektrický motor a jeho příslušenství [56], [57], [58]

Jak již bylo řečeno v podkapitole 2.1.3, energetická hustota akumulátorů stejného chemického složení o různé kapacitě nabývá vždy podobných hodnot. Na základě tohoto předpokladu lze očekávat přibližně lineární charakter rovnice popisující hmotnost elektrického motoru s jeho příslušenstvím v závislosti na letovém čase. S využitím vztahu (46) ji lze definovat

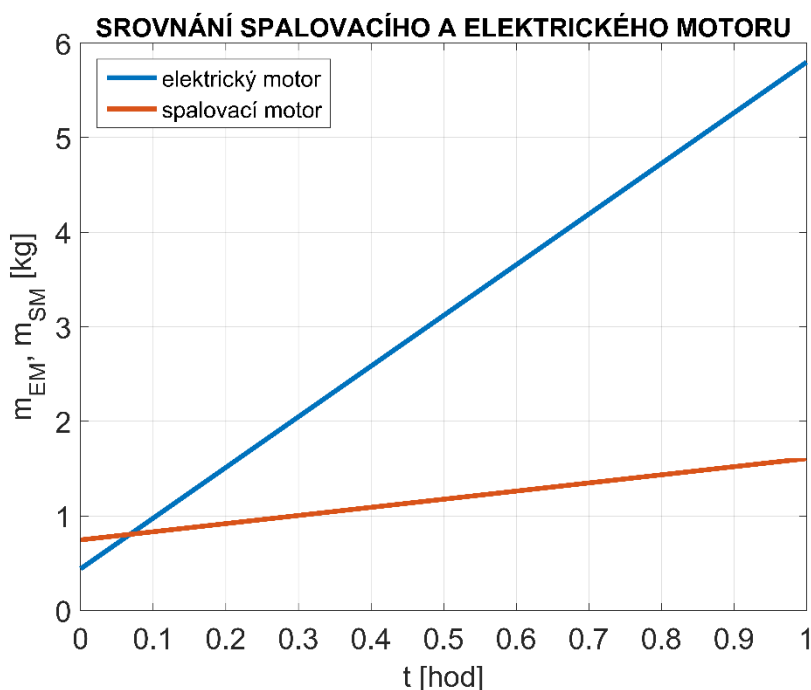
$$m_{EM}(t) = m_M + m_R + \frac{I t}{C_A} m_A, \quad (47)$$

kde:

$m_{EM}(t)$ [g] hmotnost elektrického motoru s příslušenstvím,
 m_R [g] hmotnost regulátoru.

7.3 DOSAŽENÉ VÝSLEDKY

Grafické vyjádření rovnic (45) a (47) dobře ilustruje obr. 80. Z něj je názorně vidět obecně největší nedostatek pohonu vrtulí libovolného dronu elektrickými motory, což je právě nízká energetická hustota akumulátorů a z ní vyplývající vysoký nárůst hmotnosti při požadavku na dlouhý letový čas, příp. vzdálenost. Naproti tomu spalovací motor vykazuje velmi mírný nárůst hmotnosti. Hranice, od které pro výkon v řádu 900 W nabídne spalovací motor vyšší užité vlastnosti než motor elektrický, jsou zhruba 4 minuty.



Obr. 80 Srovnání spalovacího a elektrického motoru v závislosti na letovém čase

ZÁVĚR

Tato diplomová práce shrnuje velice aktuální problematiku týkající se menších autonomních prostředků a zaměřuje se zejména na pohony těchto prostředků. Autonomní prostředky obecně začínají nalézat uplatnění v mnoha odvětvích a jejich aplikace se do budoucna zcela jistě budou stále rozšiřovat. Počátek této práce stanul u popisu jejich různých koncepcí a stručným nástinem implementovaných autonomních funkcí. Nutno dodat, že odvětví tohoto průmyslu je vskutku obsáhlé, počínaje různými stupni autonomie a konče příslušnou legislativou, která souvisí s provozem těchto autonomních prostředků. Další důležitou částí práce je popis nejčastěji používaných pohonů a jejich příslušenství. Akční rádius příslušného autonomního prostředku je značně limitován nejčastěji používanými elektrickými motory vybavenými akumulátory s nízkou energetickou hustotou. Tento nedostatek by mohly odstranit spalovací motory. Do budoucna by jistě nebylo od věci hlouběji prozkoumat pohony hybridní a skloubit tak navzájem výhody elektrických a spalovacích motorů. Zajímavá alternativa by se mohla nacházet v nasazení sériových hybridů, kde by spalovací motor plnil v podstatě funkci záložního zdroje, podle potřeby by tedy jen dobíjel akumulátor.

Hlavní cíl však spočíval v analýze různých cest, kterými by se dala zvýšit účinnost spalovacího motoru. Pro tyto potřeby byl pořízen modelářský žhavicí motor o kubatuře 10 cm³. Rozvoj moderní doby přináší obrovskou výhodu v podobě výpočtových nástrojů, které umožní celou řadu technických problémů simulovat. To přináší nejen rychlý, levný a spolehlivý vývoj nových produktů, ale i potenciál zlepšovat produkty současné, čehož bylo využito i zde. V GT-Suite, jakožto stěžejním softwaru určeném pro simulace v automotive, byl na základě demonstračního motoru FS A-62V sestaven jeho matematický model. Tento matematický model však úplně exaktně nereflexuje skutečný motor, protože pracuje s celou řadou předdefinovaných submodelů odvodu tepla stěnami válce, přívodu tepla hořením paliva aj., které se pouze snaží co nejlépe napodobit skutečné děje ve spalovacím motoru. Z důvodu obtížného měření některých fyzikálních veličin s realitou úplně nekorespondují i nějaká další nastavení v modelu. Přesto všechno lze tvorbu matematického modelu považovat za smysluplnou, protože pomůže určit přínos prováděných úprav.

Po důkladném prostudování účinností, které ovlivňují efektivní parametry spalovacího motoru, bylo rozhodnuto jít cestou zvýšení účinnosti plnicí. Hlavní důvod spočíval v poměrně snadné realizovatelnosti. Z dostupných možností postupně pro další analýzu vyplynula úprava hlavy válce a přeplňování motoru mechanicky poháněným radiálním dmychadlem.

Poměrně zajímavá možnost spárování GT-Suite s vestavěným CFD řešičem CONVERGE Lite vedla k sestavení matematického modelu hlavy válce se zahrnutou skutečnou geometrií sacího a výfukového kanálu. Výsledky tohoto matematického modelu musely být verifikovány, k čemuž posloužily hodnoty průtoku vzduchu naměřené na profukovací stanici SF-260. Změny ne úplně nejlépe řešené geometrie továrního sacího a výfukového kanálu přinesly zvýšení provozních parametrů spalovacího motoru v celém simulovaném otáčkovém spektru. Technologie výroby hlav válců motorů této třídy metodou tlakového odlévání hliníku by umožňovala relativně snadnou realizaci těchto úprav, a to pouhou změnou geometrie kovové formy. Hlubší porozumění dějů ve spalovacím motoru, zejména při výměně náplně válce, však dává najevo, že pro úplný popis vlastností upraveného sacího kanálu by bylo nutné prozkoumat jeho dopad na víření náplně ve válci, tvoření palivové směsi aj. Konečný výstup by poté tvořily výrobní výkresy upravené hlavy válce a některých prvků ventilového rozvodu.

Stále se rozvíjející systémy přeplňování spalovacích motorů přinesly myšlenku zkusit spalovací motor spárovat s mechanicky hnaným plnicím dmychadlem. Přes velké množství dostupných typů dmychadel nakonec pro svoji jednoduchost, malé rozměry a dosahované parametry při vyšších otáčkách zvítězilo dmychadlo radiální. Portfolio současných výrobců těchto dmychadel bohužel nenabízí žádnou použitelnou konfiguraci, proto bylo rozhodnuto sestavit empirický návrh jeho rozměrů. Návrh jako takový je však poněkud stručný a pouze orientační, protože těží z celé řady předpokladů a zjednodušení. Dosažené výsledky by tak mohly sloužit jako vstup pro pokročilejší CFD softwary či pro experimentální ověřování na vybraném prototypu.

Závěrem této diplomové práce je skutečnost, že kombinace autonomního prostředku se spalovacími motory může pomoci vylepšit řadu užitných vlastností a při výběru vhodného koncepčního řešení by rozhodně neměla zůstat v opomenutí. Zvyšování účinnosti těchto maloobjemových spalovacích motorů není zas až tak nerealizovatelné a může pomoci zlepšit některé vlastnosti, např. snížit měrnou efektivní spotřebu a emise. Bude-li motor provozován v určitém otáčkovém spektru, tak je šance zredukovat i náklady na provoz. Úplným závěrem lze konstatovat, že všechny body zadání byly splněny.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Bezpilotní kvadrokoptéra. *Expansion* [online]. 2019 [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <https://expansion.mx/tecnologia/2019/09/10/lo-que-debes-saber-del-primer-dron-de-pasajeros-en-mexico>
- [2] Bezpilotní letadlo. *Wikipedie* [online]. 2020 [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Bezpilotn%C3%AD_letadlo
- [3] Vrtulník Malazgirt. *Militaryedge* [online]. [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <https://militaryedge.org/armaments/malazgirt-mini/>
- [4] Vrtulník Mars helicopter ingenuity. *Dw* [online]. 2020 [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <https://www.dw.com/en/the-facts-on-ingenuity-2020s-mars-helicopter/a-54184706>
- [5] Letadlo EMT Aladin. *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/EMT_Aladin
- [6] Letadlo Pteryx UAV. *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Pteryx_UAV
- [7] Dron Honeywell RQ-16 T-Hawk. *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Honeywell_RQ-16_T-Hawk
- [8] Dron DJI Mavic Mini Fly Combo. *Dji* [online]. [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <https://www.dji.com/cz/mavic-mini>
- [9] Proč a jak to létá. *Droneweb* [online]. 2016 [cit. 2020-09-22]. Dostupné z: <http://www.droneweb.cz/konstrukce/item/42-kvadrokoptera-rizeni>
- [10] 222 typů pro drony [online]. Jakub Karas, 2017 [cit. 2020-09-22]. ISBN 978-80-251-4874-7.
- [11] Motory pro drony. *Droneweb* [online]. 2019 [cit. 2020-09-24]. Dostupné z: <http://www.droneweb.cz/konstrukce/item/310-drony-motory>
- [12] Stejnoseměrný motor. *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2020-09-24]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Stejnosem%C4%9Brn%C3%BD_motor
- [13] BLDC/EC technologie. *Automatizace* [online]. 2018 [cit. 2020-09-24]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/ec-technologie-nebo-frekvencni-menic.html>
- [14] Elektromotory. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2020-09-24]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=page&id=10>
- [15] Akumulátor. *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2020-10-01]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Akumul%C3%A1tor>
- [16] Přehledné informace o typech akumulátorů. *Rc-zoom* [online]. [cit. 2020-10-01]. Dostupné z: <https://www.rc-zoom.cz/prehledne-informace-o-typech-akumulatoru/>

- [17] Modelářské spalovací motory - historie začátků jejich používání v Čechách. *KHMM* [online]. 2011 [cit. 2020-10-05]. Dostupné z: <http://www.khmm.cz/2011/11/24/modelarske-spalovaci-motory-historie-zacatku-jejich-pouzivani-v-cechach/>
- [18] Paliva pro modelářské dvoudobé motory. *Khmm* [online]. 2011 [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: <http://www.khmm.cz/2011/11/22/paliva-pro-modelarske-dvoudobe-motory/>
- [19] Letecké modelářské spalovací motory - úvod. *Rc-zoom* [online]. [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: <https://www.rc-zoom.cz/letecke-modelarske-spalovaci-motory-uvod/>
- [20] Model engine. *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Model_engine
- [21] Four stroke engine. *Enginebasics* [online]. [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <https://www.enginebasics.com/Engine%20Basics%20Root%20Folder/4stroke%20Engine.html>
- [22] A38 OHC model gas engine. *Himodel* [online]. 2020 [cit. 2020-10-16]. Dostupné z: http://www.himodel.com/engines/A38_OHC_Model_Gas_Engine.html
- [23] Two stroke motorcycle engines. *Cycleworld* [online]. [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <https://www.cycleworld.com/2015/04/06/two-stroke-motorcycle-engines-explained-tech-talk-by-kevin-cameron/>
- [24] Hvězdicový pětiválcový motor. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2020-10-18]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=product&id=3493>
- [25] Wankel engine. *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2020-10-18]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Wankel_engine
- [26] RAUSCHER, J.: Spalovací motory (studijní opory), Brno, FSI VUT
- [27] Wankel engine. *Barnardmicrosystems* [online]. [cit. 2020-10-18]. Dostupné z: <http://barnardmicrosystems.com/UAV/engines/wankel.html>
- [28] The quadcopter of the future. *Yeair* [online]. [cit. 2020-10-18]. Dostupné z: <https://yeair.de/>
- [29] Model jet engine. *Rc-airplane-world* [online]. [cit. 2020-10-28]. Dostupné z: <https://www.rc-airplane-world.com/model-jet-engine.html>
- [30] Dron JetQuad. *Fusion Flight* [online]. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://fusionflight.com/jetquad/>
- [31] OS MAX FS A-62V. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2020-10-28]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=product&id=81746#1>
- [32] GT-Suite: Manual. *Gtisoft* [online]. Westmont USA, 2015, 2015 [cit. 2020-10-28]. Dostupné z: [Www.gtisoft.com](http://www.gtisoft.com)

- [33] *Zážehový spalovací motor pro malé autonomní prostředky*. Brno, 2020. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [34] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: VUT v Brně, 1991, 129 s. ISBN 80-214-0368-3
- [35] MOLLENHAUER, Klaus. a Helmut. TSCHOKE. Handbook of diesel engines. New York: Springer, c2010, 636 s. ISBN 978-3-540-89082-9
- [36] ŠTĚTINA, Josef. Přednášky z Termomechaniky. Study Energy Web [online]. FSI VUT v Brně, 2011 [cit. 2020-10-28]. Dostupné z: <http://studyenergyweb.fme.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=90>
- [37] Compression ratios. Model-engineer [online]. [cit. 2020-10-28]. Dostupné z: <https://www.model-engineer.co.uk/forums/postings.asp?th=83083>
- [38] Hlava válce FS A-62V. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2020-12-02]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=product&id=83773&lng=en>
- [39] BAUMRUK, Pavel. Problematika náplně válce spalovacích motorů. Vydavatelství ČVUT, 1996. 62 s
- [40] VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. První vydání, Brno, 2003. 578 s. ISBN 80-238-8756-4
- [41] SVÍDA, David. Vozidlové motory: Hlava válců 4D - zážehové. In: Intranet [online]. Brno: Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2018, 17. 11. 2018 [cit. 2020-12-02]. Dostupné z: <https://moodle.vutbr.cz/course/view.php?id=213400>
- [42] ŠTĚTINA, Josef. Teorie spalovacích motorů: Výměna náplně válce. In: Intranet [online]. Brno: Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2018, 17. 11. 2018 [cit. 2020-12-02]. Dostupné z: <https://1url.cz/@ProStudenty>.
- [43] MOC, L. Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru: Katedra vozidel a motorů: Pohonné jednotky II [online]. © 2005 - 2015 [cit. 2020-12-02]. Dostupné z: <http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/POJ2/>
- [44] ŠTĚTINA, Josef. Teorie spalovacích motorů: Přepřínování spalovacích motorů. In: Intranet [online]. Brno: Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2018, 17. 11. 2018 [cit. 2020-12-02]. Dostupné z: <https://1url.cz/@ProStudenty>.
- [45] Roots Blower. *Pinterest* [online]. [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: <https://br.pinterest.com/pin/863565297269694767/>
- [46] Air Compressor Air End. *Indiamart* [online]. [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/air-compressor-air-end-20157505448.html>
- [47] Scroll Air Compressors. *Oneki* [online]. [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: <http://oneki.biz/scroll.html>

- [48] Main components of a centrifugal compressor in isometric view. *Researchgate.net* [online]. [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Main-components-of-a-centrifugal-compressor-in-isometric-view_fig2_313065156
- [49] WATSON, N.; JANOTA, M.S. Turbocharging the Internal Combustion Engine. London: The Macmillan Press, 1982. 623 s. ISBN 0333242904, ISBN 978- 0333242902.
- [50] MACEK, Jan, KLIMENT, Vladimír. Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory : Přepřínování spalovacích motorů. 4. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006, c1988. 206 s. ISBN: 80-01-03529-8 (brož.).
- [51] HIERETH, H., PRENNINGER, P. Charging the internal combustion engine. 1 st edition, Wien: Springer-Verlag, 2007, 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [52] Hitec HS-5485 HB DIGITAL. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=product&id=36860>
- [53] FOXY NiMH 2600mAh/4,8V. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=product&id=127770>
- [54] Palivová nádrž 600 ml. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=product&id=109189>
- [55] Fuel for glow engines. *Merlinfuel* [online]. [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: http://merlinfuel.com/wp-content/uploads/2016/10/lube_tds_en.pdf
- [56] Catalog/PT40/motor. *Os-engines* [online]. [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: https://www.os-engines.co.jp/catalog_j/PT40/motor.pdf
- [57] O.S.ESC OCA-170HV. *Os-engines* [online]. [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://www.os-engines.co.jp/Newproduct/esc111221/170.html>
- [58] FOXY G3-Li-Po 5000 mAh/14,8V 40/80C 74,0Wh. *Pelikandaniel* [online]. [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://www.pelikandaniel.com/?sec=product&id=99905>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[-]	Podíl nespáleného paliva ve válci
A	[-]	Faktor maximálního tlaku ve válci
a_{skut}	[J·kg ⁻¹]	Měrná skutečná práce dmyhadla
B	[MPa·s·m ⁻¹]	Faktor střední pístové rychlosti
b_{II}	[mm]	Šířka oběžného kola na výstupu
$BMEP$	[MPa]	Střední efektivní tlak
C	[MPa·s ² ·m ⁻²]	Faktor kvadrátu střední rychlosti
C_1	[-]	Konstanta zohledňující fázi pracovního oběhu
C_2	[m·s ⁻¹ ·K ⁻¹]	Konstanta zohledňující typ motoru
C_A	[A·hod]	Kapacita akumulátoru
CF	[-]	Průtokový součinitel kanálu
c_I	[m·s ⁻¹]	Absolutní rychlost na vstupu do oběžného kola
c_i	[m·s ⁻¹]	Absolutní rychlost proudící pracovní látky v daném místě dmyhadla
c_{Ia}	[m·s ⁻¹]	Axiální složka absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola
c_{II}	[m·s ⁻¹]	Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola
c_{IIr}	[m·s ⁻¹]	Radiální složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola
c_{IIt}	[m·s ⁻¹]	Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola
c_{It}	[m·s ⁻¹]	Obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita pracovní látky při konstantním tlaku
c_s	[m·s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
C_w	[-]	Konstanta příslušící Woschniho vztahu
D	[cm]	Vrtání válce
D_I	[mm]	Střední vstupní průměr oběžného kola
D_{Ie}	[mm]	Vnější vstupní průměr oběžného kola
D_{Ii}	[mm]	Vnitřní vstupní průměr oběžného kola
D_{II}	[mm]	Vnější průměr oběžného kola
d_v	[m]	Vnitřní průměr v sedle ventilu
$FMEP$	[MPa]	Střední třecí tlak
$FMEP_{con}$	[MPa]	Konstantní část z celkového FMEP
h_{01}	[J·kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie pracovní látky na vstupu do dmyhadla
h_{02}	[J·kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie na výstupu z dmyhadla po skutečné kompresi
h_{02s}	[J·kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie na výstupu z dmyhadla po adiabat. kompresi

h_{oi}	[J·kg ⁻¹]	Měrná totální entalpie pracovní látky v daném místě dmychadla
h_i	[J·kg ⁻¹]	Měrná statická entalpie vzduchu v daném místě dmychadla
H_u	[MJ·kg ⁻¹]	Dolní výhřevnost paliva
i	[-]	Počet válců motoru
I	[A]	Proud odebíraný elektrickým motorem
$IMEP$	[MPa]	Střední indikovaný tlak
L	[mm]	Zdvih ventilu
L_l	[mm]	Axiální délka lopatek
L_{vt}	[-]	Teoretické množství vzduchu pro spálení 1 kg paliva
m	[-]	Parametr charakteristiky hoření
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok vzduchu spalovacím motorem
m_A	[g]	Hmotnost akumulátoru
M_{ale}	[-]	Machovo číslo na vnějším vstupním průměru oběžného kola
M_{ali}	[-]	Machovo číslo na vnitřním vstupním průměru oběžného kola
M_{all}	[-]	Machovo číslo na vnějším průměru oběžného kola
M_{als}	[-]	Machovo číslo na středním vstupním průměru oběžného kola
m_B	[kg]	Celková hmotnost paliva, které shořelo během celkové doby hoření t_H
$m_B(\varphi)$	[kg]	Hmotnost paliva, které shořelo za uplynulý čas $t(\varphi)$
\dot{m}_{cor}	[kg·s ⁻¹]	Korigovaný hmotnostní průtok vzduchu dmychadlem
\dot{m}_D	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok pracovní látky dmychadlem
$m_{EM}(t)$	[g]	Hmotnost elektrického motoru s příslušenstvím
m_M	[g]	Hmotnost motoru
\dot{m}_p	[kg·s ⁻¹]	Proplachovací hmotností průtok vzduchu
M_{pal}	[g·hod ⁻¹]	Hodinová spotřeba paliva
m_{pe}	[g·kW ⁻¹ ·hod ⁻¹]	Měrná efektivní spotřeba paliva
m_R	[g]	Hmotnost regulátoru
\dot{m}_{red}	[m·s·K ^{1/2}]	Redukovaný hmotnostní průtok vzduchu dmychadlem
m_S	[g]	Hmotnost servomotoru
\dot{m}_s	[kg·s ⁻¹]	Spalovací hmotnostní průtok vzduchu
m_{skut}	[kg]	Skutečná hmotnost čerstvé náplně válce
\dot{m}_{skut}	[kg·s ⁻¹]	Skutečný hmotnostní průtok vzduchu
$m_{SM}(t)$	[g]	Hmotnost spalovacího motoru s příslušenstvím
M_t	[N·m]	Točivý moment motoru

\dot{m}_{teor}	[kg·s ⁻¹]	Teoretický hmotností průtok vzduchu
m_w	[-]	Experimentálně určený exponent
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_I	[-]	Exponent polytropického děje
n_A	[-]	Počet paralelně zapojených akumulátorů
n_{cor}	[min ⁻¹]	Korigované otáčky dmyhadla
n_D	[min ⁻¹]	Otáčky dmyhadla
n_{red}	[min ⁻¹ ·K ^{-1/2}]	Redukované otáčky dmyhadla
p	[Pa]	Okamžitý tlak směsi ve válci
p_0	[Pa]	Okamžitý tlak ve válci bez hoření směsi
$p_{0,in}$	[Pa]	Totální tlak plynu na vstupu
p_{0I}	[MPa]	Totální tlak vzduchu na vstupu do dmyhadla
p_{02}	[MPa]	Totální tlak vzduchu na výstupu z dmyhadla
p_{Iw}	[Pa]	Tlak směsi na počátku komprese
p_{bar}	[MPa]	Tlak okolního vzduchu
P_D	[W]	Potřebný příkon dmyhadla
P_e	[kW]	Efektivní výkon motoru
p_I	[MPa]	Statický tlak na vstupu do oběžného kola
p_{II}	[MPa]	Statický tlak na výstupu z oběžného kola
p_{max}	[MPa]	Maximální tlak ve válci
p_{out}	[Pa]	Statický tlak plynu na výstupu
p_{pl}	[MPa]	Tlak plnicího vzduchu
p_{ref}	[Pa]	Referenční vstupní tlak
Q_d	[J]	Teplo přivedené do oběhu
Q_{ns}	[J]	Tepelné ztráty vzniklé nedokonalým spalováním
Q_o	[J]	Odvedené teplo z cyklu
Q_p	[J]	Energie obsažená v palivu
\dot{Q}	[W]	Tepelné ztráty
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta pracovní látky
r_{vz}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta vzduchu
S	[m ²]	Okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru válce
S_I	[mm ²]	Velikost vstupního průřezu oběžného kola
S_{II}	[mm ²]	Velikost výstupního průřezu oběžného kola

S_{out}	[m ²]	Průtočná plocha ventilu
$S_{out,mod}$	[m ²]	Modifikovaná průtočná plocha ventilu
T	[K]	Teplota směsi ve válci
t	[hod]	Letový čas
$t(\varphi)$	[s]	Uplynulý čas z celkové doby hoření paliva
T_{0I}	[K]	Totální teplota pracovní látky na vstupu do dmyhadla
T_{02}	[K]	Totální teplota látky na výstupu z dmyhadla po skutečné kompresi
T_{02s}	[K]	Totální teplota látky na výstupu z dmyhadla po adiabatic. kompresi
T_{0i}	[K]	Totální teplota pracovní látky v daném místě dmyhadla
T_{0I}	[K]	Totální teplota pracovní látky na vstupu do oběžného kola
T_{0II}	[K]	Totální teplota pracovní látky na výstupu z oběžného kola
T_{Iw}	[K]	Teplota směsi na počátku komprese
t_H	[s]	Celková doba hoření paliva
T_I	[K]	Statická teplota pracovní látky na vstupu do oběžného kola
T_i	[K]	Statická teplota vzduchu v daném místě dmyhadla
T_{II}	[K]	Statická teplota pracovní látky na výstupu z oběžného kola
t_L	[mm]	Střední tloušťka lopatek na výstupu z oběžného kola
T_{pl}	[K]	Teplota plnicího vzduchu
T_{ref}	[K]	Referenční vstupní teplota
$Trim$	[-]	Míra oříznutí lopatek oběžného kola
T_w	[K]	Teplota povrchu pracovního prostoru válce
T_{∞}	[K]	Teplota směsi ve válci
u_{II}	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost na vnitřním vstupním průměru oběžného kola
u_{II}	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost na vnějším průměru oběžného kola
u_{Is}	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost na středním vstupním průměru oběžného kola
u_{Is}	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost na vnějším vstupním průměru oběžného kola
V	[cm ³]	Celkový objem válce
V_{Iw}	[cm ³]	Objem směsi na počátku komprese
V_k	[cm ³]	Kompresní objem
V_z	[cm ³]	Zdvihový objem válce
\dot{V}	[dm ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok vzduchu
w	[m·s ⁻¹]	Střední rychlost proudění
W_e	[J]	Efektivní práce cyklu

W_i	[J]	Indikovaná práce cyklu
w_{Ie}	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost na vnějším vstupním průměru oběžného kola
w_{Ii}	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost na vnitřním vstupním průměru oběžného kola
w_{II}	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost na výstupu z oběžného kola
w_{Is}	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost na středním vstupním průměru oběžného kola
W_t	[J]	Teoretická práce cyklu
x	[-]	Poměr spáleného paliva
y	[-]	Poměrná doba hoření
Z	[cm]	Zdvih pístu
z	[-]	Počet lopatek oběžného kola
α	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
α_{II}	[°]	Úhel proudu absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola
β	[-]	Tlakový poměr
β_I	[°]	Vstupní úhel zakřivení lopatek oběžného kola
β_{II}	[°]	Výstupní úhel zakřivení lopatek oběžného kola
β_χ	[-]	Návrhový součinitel
Δp	[Pa]	Tlakový spád
ε	[-]	Kompresní poměr
ε_p	[-]	Tlakový poměr dmyhadla
η_c	[-]	Celková účinnost
η_d	[-]	Plnicí účinnost
η_{ch}	[-]	Chemická účinnost spalování
η_m	[-]	Mechanická účinnost
$\eta_{m,D}$	[-]	Mechanická účinnost dmyhadla
η_{pl}	[-]	Stupeň plnosti diagramu
$\eta_{s,D}$	[-]	Adiabatická účinnost dmyhadla
η_t	[-]	Termická účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
μ	[-]	Součinitel skluzu
$\rho_{0,in}$	[kg·m ⁻³]	Totální hustota plynu na vstupu
ρ_I	[kg·cm ⁻³]	Hustota na vstupu do oběžného kola
ρ_{II}	[kg·cm ⁻³]	Hustota na výstupu z oběžného kola

ρ_{out}	[kg·m ⁻³]	Statická hustota plynu na výstupu
ρ_{pl}	[kg·cm ⁻³]	Hustota plnicí směsi
σ	[-]	Uzavírací číslo kanálu
σ_v	[-]	Součinitel zachování tlaku ve vstupní soustavě dmychadla
τ	[-]	Taktnost motoru
τ_L	[-]	Součinitel zahrnující konečnou tloušťku lopatek
φ	[°]	Úhel otočení klikového hřídele
φ_p	[-]	Součinitel proplachování
χ	[-]	Součinitel třecích ztrát
ψ	[-]	Výtoková funkce

AIS	Automatický identifikační systém
BEC	Obvod eliminující baterii
BLDC	Stejnoseměrný bezkartáčový motor
CAD	Počítačem podporované projektování
CAE	Počítačem podporované konstruování
CFD	Výpočtová dynamika tekutin
CVD	Chemická depozice z plynné fáze
FMEP	Střední třecí tlak
FPV	Z pohledu první osoby
GPS	Globální polohový systém
K _v	Otáčková konstanta elektrického motoru
Li-Fe	Lithium-železo-fosfátový akumulátor
Li-Ion	Lithium-iontový akumulátor
Li-Pol HV	Lithium-polymerový high voltage akumulátor
Li-Pol	Lithium-polymerový akumulátor
MVVS	Modelářské výzkumné a vývojové středisko
NiCd	Nikl-kadmiový akumulátor
NiMH	Nikl-metal-hydridový akumulátor
OHC	Typ ventilového rozvodu
OHV	Typ ventilového rozvodu
RC	Rádiově řízený
TDC	Vzdálenost mezi dosedací plochou válce a pístem v horní úvrati
UAV	Bezpilotní letecký prostředek
VIGV	Natáčivé vstupní lopatky